



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR TONGKOL
JAGUNG DENGAN KAPASITAS 235 KG/JAM**

**FAJAR MAHENDRA AJI
NRP. 10211500010021**

**GILANG RAMADHAN
NRP. 10211500010023**

**Dosen Pembimbing
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO Mulyono, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS
PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR TONGKOL
JAGUNG DENGAN KAPASITAS 235 KG/JAM**

**FAJAR MAHENDRA AJI
NRP. 10211500010021**

**GILANG RAMADHAN
NRP. 10211500010023**

**Dosen Pembimbing
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS
PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT – TM 145648

**DESIGN AND MANUFACTURING OF CORNCOB
CRUSHER MACHINE WITH 235 KG/HOUR CAPACITY**

**FAJAR MAHENDRA AJI
NRP. 10211500010021**

**GILANG RAMADHAN
NRP. 10211500010023**

**Counsellor Lecturer
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.**

**Counsellor Instructor
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRIAL
ENGINEERING ITS – DISNAKERTRANS
EAST JAVA
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR TONGKOL JAGUNG DENGAN KAPASITAS 235 KG/JAM

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)**

Pada

Program Studi Diploma III

Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS -

Disnakertrans

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

1. Fajar Mahendra Aji

(10211500010021)

2. Gilang Ramadhan

(10211500010023)

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:



Instruktur Pembimbing


Iwo Mulyono, S.Pd
NIP. 19610511 198203 1 007

**SURABAYA
Agustus 2018**

RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR TONGKOL JAGUNG DENGAN KAPASITAS 235 KG/JAM

Nama : 1. Fajar Mahendra Aji
2. Gilang Ramadhan
NRP : 1. 10211500010021
2. 10211500010023
Jurusan : Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT
Instruktur Pembimbing : Jiwo Mulyono, S.Pd.

Abstrak

Tongkol jagung merupakan limbah dari tanaman jagung yang mempunyai banyak manfaat seperti menjadi pakan hewan ternak ruminansia. Tetapi hingga saat ini, pemanfaatan tongkol jagung sebagai pakan hewan ternak ruminansia di Indonesia khususnya di daerah Nganjuk Jawa Timur masih berjumlah 1 tempat produksi di tiap kecamatan, dan prosesnya masih manual. Karena masih belum banyak yang mengerti tentang manfaat tersebut.

Berdasarkan kondisi tersebut, maka dibuat sebuah alat pengolah limbah tongkol jagung dengan kapasitas 235 kg/jam menjadi pakan ternak hewan ruminansia. Cara pengoperasiannya adalah dengan cara memasukkan tongkol jagung ke penghancur yang akan dihancurkan oleh 9 pisau pemotong.

Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan engine dengan daya minimal 5,05 HP dengan rpm 3200 untuk menggerakkan 9 pisau pemotong yang ditransmisikan oleh belt dan pulley. Dimana pulley dengan 2 alur, diameter pulley motor 103 mm, diameter pulley poros 180 mm dihubungkan oleh v-belt tipe A nomor 70. Setelah dilakukan uji coba, didapatkan tongkol jagung yang berukuran ± 5 mm dengan waktu yang efisien.

Kata Kunci: Tongkol jagung, penghancur, belt dan pulley

DESIGN AND MANUFACTURING OF CORNCOB CRUSHER MACHINE WITH 235 KG/HOUR CAPACITY

Name	:1. Fajar Mahendra Aji 2. Gilang Ramadhan
NRP	:1. 10211500010021 2. 10211500010023
Departement	:Teknik Mesin Industri FV-ITS
Counsellor 1	: Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T
Counsellor Instructor	: Jiwo Mulyono, S.Pd.

Abstract

Corn cob is a waste of corn crops that have many benefits such as feed ruminant livestock. But until now, the use of corn cob as feed for ruminants in Indonesia, especially in Nganjuk East Java area still amounts to 1 production place in each district, and the process is still manual. Because not many people understand about the benefits.

Based on these conditions, then made a tool processing waste corn cob with 235 kg/hour capacity to be animal feed ruminansia. The way it is operated is by inserting the corn cob to the crusher to be destroyed by 9 cutting blades..

From the planning and calculation, a machine with a minimum of 5.05 HP at 3200 rpm is needed to drive the 9 cutting blades that are transmitted by belt and pulley. Where the pulley with 2 grooves, the diameter of the motor pulley 103 mm, the diameter of the shaft pulley 180 mm, connected by the type A v-belt number 70. After the trial, obtained small corn cob measuring ± 5 mm with efficient production time.

Key Words: *Corn cob, crusher, belt and pulley*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah - Nya, tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Penghancur Tongkol Jagung Dengan Kapasitas 235 Kg/Jam”** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS – Disnakertrans Jawa Timur, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu, Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan kritik saran serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd selaku instruktur pembimbing dan koordinator program studi kami di UPT-PK Disnakertrans Jawa Timur yang tiada hentinya memberikan ilmu *machining* guna menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
4. Ayah dan Ibu serta adik-adikku tercinta yang benar-benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
5. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
6. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala

Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.

7. Abah Selamat selaku bapak pembimbing lapangan di UPT Pandai Besi Ngingas, Wedoro, Sidoarjo.
8. Bapak dan ibu dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
9. Seluruh dosen dan staf pengajar DTMI FV-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
10. Seluruh keluarga MD XIX yang telah membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
11. Seluruh sahabat dan teman yang telah membantu dan mendoakan penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, dan mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS - Disnakertrans pada khususnya.

Surabaya, Agustus 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xiv

BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Sistematika Penulisan.....	3
BAB 2 DASAR TEORI.....	5
2.1 Jagung	5
2.1.1 Tongkol Jagung	5
2.1.2 Pemanfaatan Limbah Tanaman Jagung	6
2.2 Perencanaan Pisau Penghancur	8
2.2.1 Analisa Gaya pada Pisau Penghancur.....	8
2.2.2 Analisa Torsi	9
2.3 Daya Perencanaan	9
2.4 Belt dan Pulley	10
2.4.1 Pemilihan Type <i>Belt</i>	10
2.4.2 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan...	11

2.4.3	Kecepatan Keliling Belt.....	12
2.4.4	Gaya Keliling <i>Belt</i>	12
2.4.5	Panjang Belt (L)	13
2.4.6	Sudut Kontak pada <i>Pulley</i>	13
2.4.7	Gaya Efektif pada <i>Belt</i>	14
2.4.8	Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban	14
2.4.9	Jumlah <i>Belt</i> yang Dibutuhkan.....	14
2.4.10	Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	15
2.4.11	Jumlah Putaran <i>Belt</i> Per Detik	15
2.4.12	Umur <i>Belt</i>	15
2.5	Perencanaan Poros.....	16
2.5.1	Poros.....	16
2.5.2	Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros	17
2.5.3	Bidang Horizontal dan Vertikal	18
2.5.4	Diameter dan Bahan Poros	19
2.6	Perencanaan Pasak	19
2.6.1	Klasifikasi Pasak	19
2.6.2	Tinjauan Terhadap Geser.....	20
2.6.3	Tinjauan Terhadap Kompresi	21
2.7	Bantalan	22
2.7.1	Klasifikasi Bantalan.....	23
2.7.2	Menghitung Gaya Radial pada Bantalan	23
2.7.3	Menghitung Beban Ekuivalen	23

2.7.4 Menghitung Umur Bantalan	24
BAB 3 METODOLOGI	27
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penghancur Tongkol Jagung	27
3.2 Observasi.....	27
3.3 Studi Literatur	28
3.4 Data Lapangan	28
3.5 Konsep Mesin.....	28
3.6 Perencanaan Alat dan Perhitungan	28
3.7 Pembuatan Mesin	28
3.8 Pengujian Alat dan Evaluasi.....	29
3.9 Penyusunan Laporan	29
3.10 Rancangan Mesin Penghancur Tongkol Jangung	29
BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	33
4.1 Perencanaan Pisau dan Hasil	33
4.2 Analisa Gaya dan Torsi Pemotong	33
4.2.1 Analisa Gaya Pemotongan.....	33
4.2.2 Analisa Torsi Pemotong dan Torsi Pemutar	36
4.3 Analisa Daya Pemotongan Tongkol Jagung	36
4.3.1 Analisa Putaran Poros.....	36
4.3.2 Analisa Kecepatan Sudut yang Direncanakan ...	38
4.4 Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	38
4.4.1 Daya Perencanaan	38

4.4.2	Pemilihan Tipe <i>Belt</i>	38
4.4.3	Kecepatan Keliling <i>Pulley</i>	39
4.4.4	Tegangan <i>Belt</i>	39
4.4.5	Jarak Sumbu Poros <i>Pulley</i> dengan <i>Pulley</i> Perencanaan	40
4.4.6	Panjang <i>Belt</i>	40
4.4.7	Jarak Sumbu Poros	41
4.4.8	Sudut Kontak pada <i>Pulley</i>	41
4.4.9	Gaya pada <i>Belt</i>	42
4.4.10	Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	43
4.4.11	Jumlah Putaran <i>Belt</i>	44
4.4.12	Umur <i>Belt</i>	44
4.4.13	Jumlah <i>Belt</i>	45
4.5	Perencanaan Poros	46
4.5.1	Perhitungan Jenis Bahan Poros yang Akan Digunakan	46
4.5.2	Diagram Beban Poros	46
4.5.3	Gaya Pada Poros	47
4.6	Momen Terbesar (M_b)	54
4.6.1	Diameter Poros	55
4.7	Perhitungan Bantalan (Bearing)	56
4.7.1	Gaya Radial pada Bearing	56
4.7.2	Beban Equivalent pada Bantalan	57
4.7.3	Umur Bantalan	57
4.8	Perhitungan Pasak	58

4.8.1	Gaya yang terjadi pada Pasak	58
4.8.2	Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	59
4.8.3	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	59
4.9	Hasil Percobaan.....	59
BAB V PENUTUP		61
5.1	Kesimpulan	61
5.2	Saran	62
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Tongkol Jagung</i>	6
Gambar 2.2	<i>Transmisi Belt dan Pulley</i>	12
Gambar 2.3	<i>Sudut kontak antara pulley dan belt</i>	13
Gambar 2.4	<i>Poros pada mesin</i>	16
Gambar 2.5	<i>Gaya yang terjadi pada pasak.....</i>	20
Gambar 2.6	<i>Gaya geser pada pasak.....</i>	21
Gambar 2.7	<i>Bantalan (Bearing).....</i>	23
Gambar 3.1	<i>Diagram alir proses pembuatan mesin</i>	27
Gambar 3.2	<i>Mesin Penghancur Tongkol Jagung</i>	30
Gambar 3.3	<i>Tampak dalam tabung Mesin Penghancur Tongkol Jagung.....</i>	30
Gambar 4.1	<i>Uji coba 1 pemotongan tongkol jagung.....</i>	34
Gambar 4.2	<i>Uji coba 2 pemotongan tongkol jagung</i>	35
Gambar 4.3	<i>Pemilihan Tipe Belt</i>	39
Gambar 4.4	<i>Sudut Kontak pada Pulley</i>	41
Gambar 4.5	<i>Free Body Diagram.....</i>	46
Gambar 4.6	<i>Gaya dan Momen Arah Horizontal</i>	47
Gambar 4.7	<i>Potongan Momen Bending I-I Horizontal</i>	48
Gambar 4.8	<i>Potongan momen bending II-II horizontal</i>	49
Gambar 4.9	<i>Beban merata reaksi tumpuan vertikal.....</i>	50
Gambar 4.10	<i>Potongan momen bending I-I vertikal</i>	51
Gambar 4.11	<i>Potongan momen bending II-II vertical.....</i>	52
Gambar 4.12	<i>Potongan momen bending III-III vertikal.....</i>	53
Gambar 4.13	<i>Diagram momen.....</i>	54
Gambar 4.14	<i>Dimensi pasak</i>	58

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Hasil Analisis Kandungan Tongkol Jagung.....</i>	<i>7</i>
Tabel 2.2	<i>Keragaan bobot badan sapi bakalan pengkajian..</i>	<i>8</i>
Tabel 2.3	<i>Dimensi dan Bahan untuk Belt</i>	<i>11</i>
Tabel 4.1	<i>Tabel Uji Potong Tongkol Jagung Statis.....</i>	<i>34</i>
Tabel 4.2	<i>Tabel Uji Potong Tongkol Jagung Dinamis.....</i>	<i>35</i>
Tabel 4.3	<i>Hasil Percobaan Mesin</i>	<i>60</i>

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tanaman jagung merupakan salah satu tanaman serelia yang tumbuh hampir di seluruh Indonesia. Banyak daerah di Indonesia yang berbudaya mengkonsumsi jagung, antara lain Jawa Timur dan Yogyakarta. Selain sebagai bahan makan pokok, jagung juga dapat digunakan sebagai bahan pakan ternak dan bahan industri serta komoditas ekspor (Suprpto dan Rasyid, 2002).

Seiring dengan kebutuhan jagung yang cukup tinggi, maka akan bertambah pula limbahnya. Limbah yang dihasilkan antaranya adalah tongkol jagung yang nilai ekonomisnya sangat rendah. Umumnya tongkol jagung dipergunakan sebagai pakan ternak sapi, ataupun di daerah pedesaan tongkol jagung ini dapat dimanfaatkan sebagai obat diare (Suprpto dan Rasyid, 2002).

Dengan banyaknya manfaat yang ada pada tongkol jagung maka beberapa orang berupaya membuat limbah pertanian berupa tongkol jagung yang nilai ekonomisnya rendah menjadi mempunyai nilai ekonomis yang tinggi dengan cara membuat pakan hewan ternak ruminansia (Sapi, kambing, kerbau) yang terbuat dari tongkol jagung. Akan tetapi proses yang ada saat ini belum maksimal karena proses yang ada masih berlangsung secara manual. Oleh karena itu proses yang ada dinilai tidak efektif dan tidak efisien.

Berdasarkan permasalahan tersebut, maka dalam tugas akhir ini kami mengambil tema mengenai mesin

penghancur tongkol jagung. Pada mesin ini, terdapat beberapa komponen utama yaitu Pisau Penghancur, Sistem Transmisi, dan Motor Penggerak. Proses dari alat ini akan mempercepat proses produksi yang ada sehingga akan lebih efektif dan efisien

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan dari tugas akhir adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan mesin penghancur tongkol jagung.
2. Bagaimana melakukan perhitungan daya, gaya, belt & pulley, poros, bearing dan pasak dalam mesin penghancur tongkol jagung

1.3 TUJUAN

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Mendapatkan rancangan mesin penghancur tongkol jagung.
2. Menentukan perhitungan daya, gaya, belt & pulley, poros, bearing dan pasak yang ada dalam merancang mesin penghancur tongkol jagung.

1.4 BATASAN MASALAH

Untuk mencapai tujuan perancangan serta memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, diperlukan adanya batasan-batasan masalah pada pembuatan Mesin Penghancur tongkol jagung. Dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya menjadi salah satu acuan dalam penulisan laporan, diantaranya adalah:

1. Bahan baku tongkol jagung yang digunakan memiliki diameter antara 30-50 mm dan panjang tongkol jagung antara 90-150 mm yang merupakan diameter dan

- panjang rata-rata tongkol jagung yang akan digunakan dalam produksi.
2. Hasil pengelasan serta analisa kekuatan rangka termasuk sambungan las, mur dan baut diasumsikan aman.
 3. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) tetapi diambil dari literatur yang telah ada.
 4. Getaran yang terjadi pada mesin diabaikan.
 5. Penentuan kapasitas didapatkan berdasarkan percobaan yang dilakukan pada mesin penghancur tongkol jagung.
 6. Jumlah pisau pada penghancur dibatasi sejumlah 9 pisau dan sudah tetap.
 7. Pada bagian penghalus tidak dilakukan perhitungan elemen mesin.

1.5 SISTEMATIKA PENULISAN

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, dibuat sistematika penulisan agar penulisannya dapat terstruktur dengan baik. Dalam penulisan ini, dibagi beberapa bab sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana latar belakang, permasalahan, tujuan, pembatasan masalah, metodologi, sistematika, dan relevansi.

BAB II DASAR TEORI

Membahas tentang teori serta konsep proses penghancuran tongkol jagung.

BAB III METODOLOGI

Membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan mesin, serta prinsip kerja mesin penepung ini.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai tentang pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

BAB V PENUTUP

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Jagung

Tanaman jagung merupakan salah satu tanaman pangan utama kedua setelah padi; yang sangat berguna bagi kehidupan manusia dan ternak karena hampir keseluruhan bagian tanaman ini dapat dimanfaatkan. Selain sebagai komoditas pangan, jagung sangat dibutuhkan sebagai bahan pakan ternak terutama unggas. Di Indonesia, jumlah kebutuhan jagung meningkat dari tahun ke tahun dalam jumlah yang cukup tinggi karena adanya permintaan dari industri pakan ternak (DEPARTEMEN PERTANIAN, 2007). Oleh sebab itu, Pemerintah berusaha keras untuk meningkatkan produksinya melalui perluasan penanaman tanaman jagung antara lain melalui program Gema Palagung dengan target dalam kurun waktu 2005 – 2015 akan terjadi tambahan areal panen seluas 456.810 ha (SURYANA, 2006). Jagung merupakan sumber energi dan bahan utama dalam campuran pakan untuk ayam pedaging (50% dalam ransum), juga digunakan sebagai campuran pakan konsentrat untuk ternak non ruminansia lainnya seperti babi dan di negara Amerika sebagai bahan pakan ruminansia (COOKE et al., 2008).

2.1.1 Tongkol Jagung

Adalah limbah yang diperoleh ketika biji jagung dirontokkan dari tongkol. Akan diperoleh jagung pipilan sebagai produk utamanya dan sisanya disebut tongkol atau janggal (ROHAENI et al., 2006b). Selain limbah tanaman jagung, hasil samping dari industri jagung juga dapat dimanfaatkan sebagai bahan pakan ternak. Industri

berbasis bahan dasar biji jagung di Indonesia masih terbatas sehingga limbah industri yang dihasilkan juga terbatas. Sedangkan di luar negeri, hasil samping industri jagung semacam ini lebih beragam tergantung dari sistem penggilingan dan proses dalam industri tersebut. Istilah hasil/produk samping industri ini masih dalam bahasa asing, tetapi beberapa produk seperti CGM, DDGS sudah di impor ke Indonesia dan sudah mulai digunakan untuk bahan pakan konsentrat ruminansia ataupun pakan unggas.



Gambar 2.1. *Tongkol Jagung*

2.1.2 Pemanfaatan Limbah Tanaman Jagung

Dalam sistem usaha tani ternak sapi potong rakyat, suplai pakan sangat tergantung oleh ketersediaan hijauan makanan ternak yang tumbuh di luar lahan olah tanaman pangan dan beberapa limbah dari tanaman pangan. Ketersediaan bahan-bahan ini dapat berfluktuasi seiring dengan adanya perubahan musim. Pada saat musim kemarau (pertengahan sampai akhir musim) merupakan periode kritis ketersediaan bahan pakan sapi sehingga untuk mengatasi hal tersebut, peternak hendaknya dapat mengelola HMT dan limbah pertanian pada saat produksi

berlebihan/musim panen, misalnya dengan cara pengawetan atau fermentasi. Untuk meningkatkan mutu gizi limbah pertanian dapat dilakukan beberapa perlakuan diantaranya perlakuan fisik, kimia, fisik dan kimia serta biologi (SUHARTO, 2004 dan IBRAHIM, 1981 dalam SUDARYANTO, 1999). Perlakuan fisik berupa pemotongan, penggilingan, perendaman, perebusan, dibuat pelet atau penjemuran/pengeringan; perlakuan kimia yaitu menggunakan bahan kimia misalnya NaOH, Ca (OH)₂, amonium hidroksida, urea, sodium karbonat, sodium klorida dan lain-lain; perlakuan fisik dan kimia adalah menggabungkan kedua cara di atas; perlakuan biologi dilakukan dengan menambah enzim, jamur, bakteri atau lainnya. Perlakuan biologi dengan cara fermentasi terbuka dapat menggunakan probiotik hal ini bertujuan untuk mempercepat proses pemecahan serat limbah pertanian agar lebih mudah dicerna ternak (SUHARTO, 2004). Selanjutnya hasil analisis proksimat pada janggel jagung baik yang difermentasi maupun tidak yang dilaporkan oleh ROHAENI et al., (2004) ditampilkan pada **Tabel 2.1**.

Tabel 2.1. Hasil Analisis Kandungan Tongkol Jagung

Zat Gizi	Tongkol Jagung	Tongkol Jagung Fermentasi
	%	%
Kadar Air	59,21	45,75
Bahan Kering	40,79	54,25
Protein Kasar	3,25	3,99
Lemak Kasar	0,33	0,52
Serat Kasar	29,89	31,15
Abu	1,49	2,04
BETN	65,04	62,30
TDN	46,68	48,63

Sumber : AMALI et al., (2003).

Hasil pengkajian yang dilaporkan oleh AMALI et al., (2003) tentang pemanfaatan tongkol jagung yang dicampur dedak padi dengan perbandingan 1 : 3 terhadap sapi muda menghasilkan pertambahan berat badan sebesar 0,345 kg/ekor/hari, hasil ini lebih tinggi dibanding sapi kontrol yaitu sebesar 0,219 kg/ekor/hari (Tabel 2.2).

Tabel 2.2. *Keragaan bobot badan sapi bakalan pengkajian*

Uraian	Pemberian tongkol fermentaasi + dedak padi	Kontrol
Pengamatan (Hari)	101	101
PBBH (kg/hari)	0,345	0,219

Sumber : AMALI et al., (2003).

2.2 Perencanaan Pisau Penghancur

2.2.1 Analisa Gaya pada Pisau Penghancur

Sebelum pembuatan mesin dilakukan percobaan awal mengetahui besarnya gaya potong pisau penghancur pada tongkol jagung. Hasil percobaan akan mendapatkan gaya potong rata-rata pada pisau penghancur . Setelah itu dapat dihitung besarnya gaya potong menggunakan rumus dengan menganalisa proses pemotongan yang akan dilakukan:

$$F_p = \text{Frata-rata} \cdot z$$

Dimana :

F_p = gaya potong pisau (N)

z = jumlah pisau

Setelah menghitung gaya pemotongan maka kita bisa menghitung Torsi menggunakan rumus dengan menganalisa gaya pemotongan yang dilakukan:

$$\tau = F \times r$$

Dimana :

τ = Torsi (Kgf.mm)

F = Gaya Pemotongan (Kgf)

r = Panjang Lengan (mm)

2.2.2 Analisa Torsi

Besarnya torsi total pada mesin penghancur jagung didapat:

$$T_{tot} = T_{beban} + T_{mekanis}$$

$$T_{tot} = (F_{beb} \times r) + (F_{mek} \times r)$$

2.3 Daya Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$P_d = f_c \cdot P$$

(Sularso, 1997 : 7)

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan

f_c = Faktor koreksi

P = Daya yang ditransmisikan

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus – rumus dibawah ini :

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP
(dobrovolsky, 1985 : 401)

$$T = 71.6200 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi kg.cm

N = daya HP

n = putaran poros, rpm

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW
(Sularso, 2000 : 7)

$$T = 9,74.10^5 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi , kg.mm

Pd = Daya, kW

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP
(Collins Jack A, 2003 : 180)

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi, lb.in

N = Daya, HP

4. Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP
(Deutschman, 1983 : 334)

$$T = 63000 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi , N.m

N = Daya, HP

2.4 Belt dan Pulley

Belt termasuk salah satu alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai. *Belt* terpasang pada dua buah *pulley* atau lebih, *pulley* pertama sebagai penggerak sedangkan *pulley* yang kedua berfungsi sebagai yang digerakkan.

2.4.1 Pemilihan Type *Belt*

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu

mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

Belt yang digunakan dalam mesin kami adalah *belt* jenis *V-Belt*. Sebagian besar transmisi yang menggunakan *belt* menggunakan *V-Belt* dikarenakan mudah penanganannya, mudah dijumpai di toko-toko, dan harganya juga relative murah.

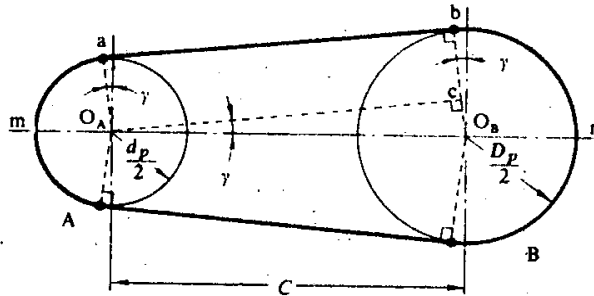
Tabel 2.3. *Dimensi dan Bahan untuk belt*

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness t in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Sumber: (Dobrovolsky, 1985:214)

2.4.2 Menghitung Diameter *Pulley* yang Digerakkan

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut :



Gambar 2.2. Transmisi Belt dan Pulley
Sumber: (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

Untuk menurunkan putaran maka dipakai rumus perbandingan reduksi i ($i > 1$).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1}$$

Dimana :

- i = Perbandingan reduksi
- n_1 = Putaran *pulley* penggerak (rpm)
- n_2 = Putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)
- D_p = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)
- d_p = Diameter *pulley* penggerak (mm)

2.4.3 Kecepatan Keliling Belt

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

Dimana :

V_1 = kecepatan keliling *pulley* (m/s)

2.4.4 Gaya Keliling Belt

$$F = \beta \times F_{rated}$$

$$F_{rated} = \frac{102 \times P_d}{v}$$

Dimana :

β = Faktor beban lebih (1,5-2)

F_{rated} = Gaya rata-rata pada *belt*

2.4.5 Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan panjang *belt* saling berhubungan, memiliki persamaan :

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 C}$$

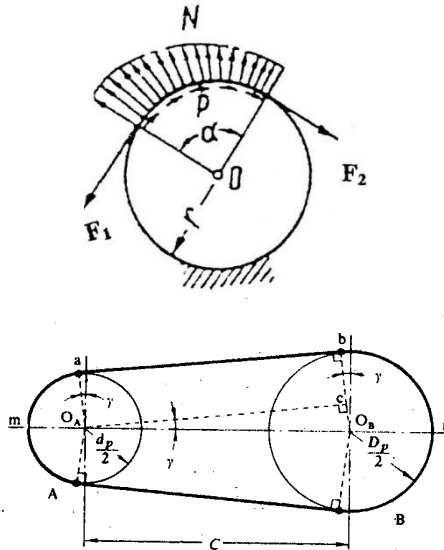
Dimana :

L = panjang *belt* (mm)

C = jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (mm)

2.4.6 Sudut Kontak pada *Pulley*

Besarnya sudut kontak antara *pulley* dan *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 2.3. Sudut kontak antara *pulley* dan *belt*
Sumber: (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

$$\theta = 180^\circ - \frac{(d_1 - d_2)}{C} \times 60$$

Dimana :

α = Sudut kontak ($^\circ$)

d_1 = Diameter *pulley* pada motor (*mm*)

d_2 = Diameter *pulley* pada penggiling (*mm*)

C = Jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (*mm*)

2.4.7 Gaya Efektif pada Belt

Belt memiliki dua gaya pada saat berputar, yaitu gaya disisi tarik (F_1) dan gaya disisi kendur (F_2). Maka besarnya gaya efektif (F_e) untuk menggerakkan *pulley* adalah :

$$F_e = \frac{T_{tot}}{r_p}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \times \theta}$$

Dimana :

F_1 = Gaya pada *belt* yang kencang (*kgf*)

F_2 = Gaya pada *belt* yang kendur (*kgf*)

2.4.8 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan

Beban

Untuk menghitung besarnya tegangan untuk mentransmisikan daya tersebut menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{do} \times C_v \times C_\alpha$$

Dimana :

$$\sigma_{do} = a - w \frac{h}{D}$$

- C_v = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)

- C_α = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)

2.4.9 Jumlah Belt yang Dibutuhkan

Dari perhitungan tegangan efektif yang timbul akibat beban diatas, maka akan dicari jumlah belt yang

akan dipakai, dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = \frac{F_e}{A}$$

$$\sigma_d = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

Sehingga didapatkan nilai b setelah itu untuk mencari jumlah belt maka menggunakan perbandingan luasan antara belt ukuran standart dengan belt yang kita gunakan.

2.4.10 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2 \times A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{min}}$$

Dimana :

σ_{max} = Tegangan yang timbul pada *belt* (kgf/mm^2)

σ_0 = Tegangan awal pada *belt* (kgf/mm^2)

γ = Berat jenis (kgf/dm^3)

Eb = Modulus elastisitas bahan *belt* (kgf/mm^3)

h = Tebal *belt* (mm)

D_{min} = Diameter *pulley* terkecil (mm)

2.4.11 Jumlah Putaran *Belt* Per Detik

Untuk mengetahui jumlah putaran *belt* per detiknya dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$U = \frac{v}{L}$$

Dimana :

v = Kecepatan keliling *belt* (m/s)

L = Panjang *belt* (m)

2.4.12 Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui menggunakan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \times U \times x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

H = Umur *belt* (jam)

N_{base} = Basis dari tegangan kelelahan yaitu 10^7 cycle

U = Jumlah putaran *belt* per second (s^{-1})

Z = Jumlah *pulley*

σ_{fat} = Fatique limit (90 kgf/cm^2 untuk V-Belt)

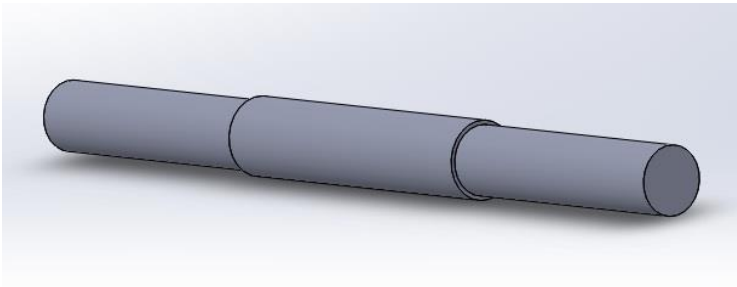
σ_{max} = Tegangan yang timbul karena V-Belt (kgf/cm^2)

m = Konstanta V-Belt = 8

2.5 Perencanaan Poros

2.5.1 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.



Gambar 2.4. Poros pada mesin

Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- Poros Transmisi (*Line Shaft*)

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.

- Spindle.
Poros transmisi yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.
- Gandar (*Axle*)
Poros ini seperti dipasang diantara roda-roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

2.5.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

- 1) Kekuatan poros
Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain.
Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan jika diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang diperoleh.
- 2) Kekakuan poros
Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar maka akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya

pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu selain kekuatan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3) Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh karena itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4) Korosi

Bahan-bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

5) Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

2.5.3 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah

menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.5.4 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus :

$$T_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.M_b}{\pi.d.s^3}\right)^2 + \left(\frac{16.M_t}{\pi.d.s^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 S_{yp}}{sf}$$

Dengan :

$$M_t = 71620 \frac{P}{n} \text{ kg.cm}$$

$$M_b = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

sf = Faktor keamanan

2.6 Perencanaan Pasak

2.6.1 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (*Square key*).
2. Pasak Tirus (*Tapered key*).
3. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).

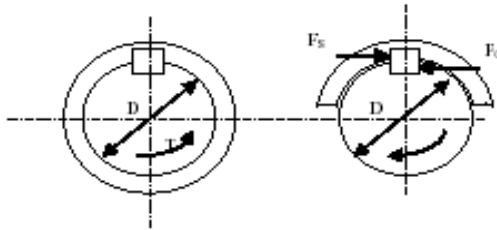
Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang
Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.
2. Pasak melintang (pen)

Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin penghancur dan penepung tongkol jagung ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.5. Gaya yang terjadi pada pasak

Sumber: (Aaron D. Deutschman ; Hal 309)

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm²)

F_c = Gaya Kompresi (kgf/mm²)

2.6.2 Tinjauan Terhadap Geser

Besarnya gaya F adalah :

$$T = F \times \frac{D}{2}$$

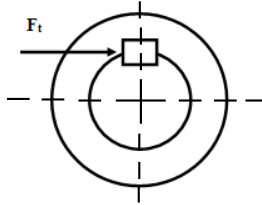
Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser



Gambar 2.6. Gaya geser pada pasak

Sumber: (Aaron D. Deutschman ; Hal 309)

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W \cdot L \cdot D_p}$$

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{symp}}{f_k}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{2.T_1.f_k}{W.D_p.S_{symp}}$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.6.3 Tinjauan Terhadap Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \cdot 0,5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L}$$

Dimana :

σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\begin{aligned} \frac{4.T_1}{W.L.D_p} &\leq \frac{S_{syp}}{f_k} \\ \rightarrow L &\geq \frac{4.T_{poros} \cdot f_k}{W.D_p \cdot S_{syp}} \end{aligned}$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

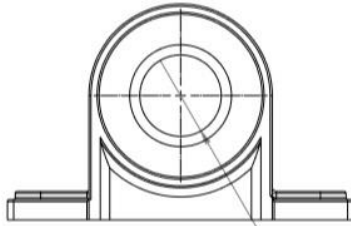
D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.7 Bantalan

Bantalan (*Bearing*) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya



Gambar 2.7. Bantalan (Bearing)

2.7.1 Klasifikasi Bantalan

a. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros

- Bantalan luncur Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
- Bantalan gelinding Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, dan rol bulat. setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

b. Berdasarkan arah beban terhadap poros

- Bantalan radial Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu.
- Bantalan aksial Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
- Bantalan gelinding khusus Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros

2.7.2 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

2.7.3 Menghitung Beban Ekuivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang

dimaksud dengan beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

Dimana :

P = Beban ekivale(lb)

F_R = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

V = Faktor putaran konstanta

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar berputar

X = Konstanta radial dari tabel

Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.7.4 Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya

konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)

Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

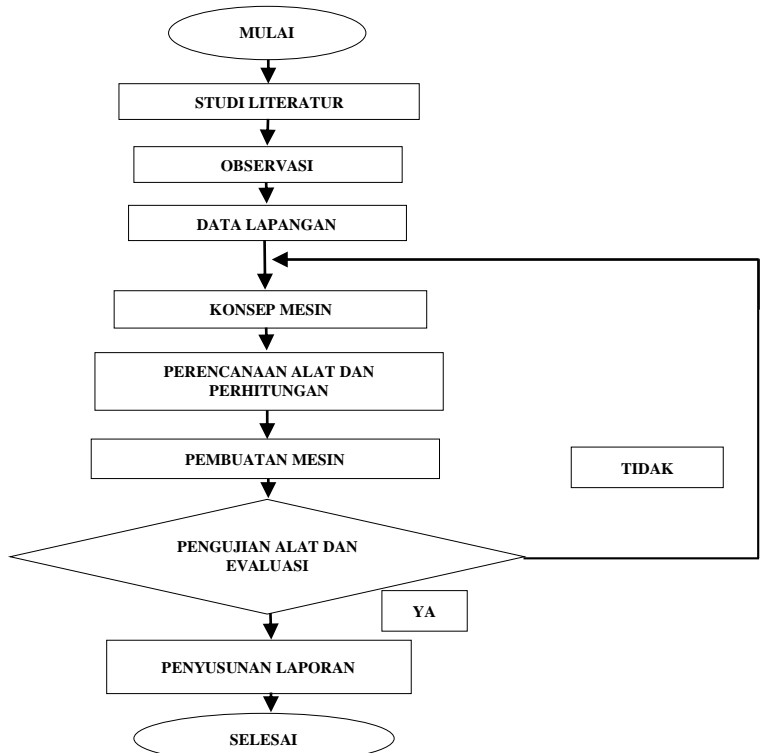
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

n_p = putaran poros (rpm)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODOLOGI

3.1. Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penghancur Tongkol Jagung



Gambar 3.1. *Diagram alir proses pembuatan mesin*

3.2. Studi Literatur

Studi Literatur merupakan tahap pencarian data yang berupa buku ilmiah, artikel di internet, maupun literatur untuk mencari sumber-sumber yang relevan dan dapat dipercaya guna mendukung ide tugas akhir yang akan kami buat

3.3. Observasi

Berdasar observasi yang sudah dilakukan, kami mendapati proses pengolahan limbah tanaman jagung berupa tongkol jagung menjadi pakan ternak masih manual. Dari proses manual tersebut dibutuhkan waktu yang lama untuk membuat pakan ternak hewan ruminansia. Terlebih lagi, jika saat sedang musim kemarau dimana rerumputan hijau jarang tumbuh sehingga sangat membutuhkan pakan ternak dari tongkol jagung ini.

3.4 Data lapangan

Data lapangan didapatkan dari observasi yang dilakukan yaitu diketahui bahwa proses pembuatan pakan ternak dari tongkol jagung dilakukan secara manual sehingga proses pembuatan pakan hewan ternak dari tongkol jagung tidak efektif dan efisien.

3.5. Konsep Mesin

Pada tahapan ini mendapatkan gambaran tentang alat yang sesuai untuk memecahkan permasalahan yang ada di lapangan. Agar alat yang dibuat nantinya tepat guna.

3.6. Perencanaan Alat dan Perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin Penghancur Tongkol Jagung.

3.7. Pembuatan Mesin

Di dalam proses ini kami melakukan perhitungan-perhitungan yang berkaitan dengan pemasangan komponen, analisa statika serta desain rangka yang akan dibuat, dan elemen yang dibutuhkan. Setelah itu, kami memulai untuk perangkaian alat dimana komponen-komponen yang telah sesuai dirangkai menjadi sebuah mesin.

3.8. Pengujian Alat dan Evaluasi

Pengujian ini bermaksud untuk mengetahui kinerja alat kami apakah dapat berfungsi seperti yang di rencanakan. Pengujian dilakukan di bengkel pembuatan alat dengan memasukkan langsung tongkol jagung kedalam alat kami untuk dihancurkan menjadi potongan berukuran ± 5 mm milimeter. Lalu setelah hancur dimasukan ke penepung agar potongan yang berukuran kecil tadi menjadi seperti tepung. Sehingga kami dapat menganalisa kinerja alat kami. Apabila kami mendapatkan hasil yang tidak sesuai atau terdapat kekurangan dalam alat kami, maka kami akan segera memperbaiki alat tersebut agar berfungsi sesuai dengan yang dibutuhkan.

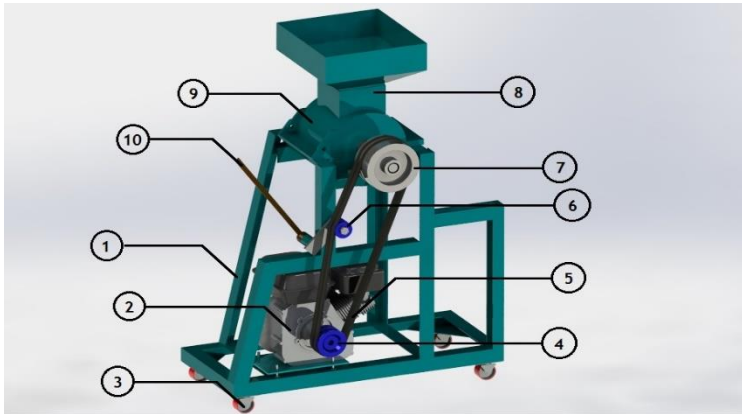
3.9. Penyusunan Laporan

Pembuatan laporan dilakukan setelah semua tahap terselesaikan. Laporan ini berisi data secara rinci mengenai semua tahap yang dilakukan dalam pembuatan Mesin Penghancur Tongkol Jagung serta perhitungan-perhitungan yang dibutuhkan.

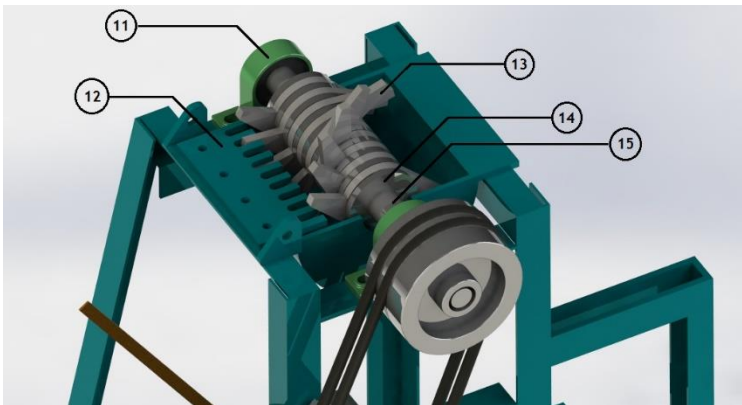
3.10. Rancangan Mesin Penghancur Tongkol Jagung

A. PEMBAHASAN

- **Assembly Alat**



Gambar 3.2. *Mesin Penghancur Tongkol Jagung*



Gambar 3.3. *Tampak dalam tabung Mesin Penghancur Tongkol Jagung*

Bagian-bagian dan Fungsi Komponen :

1. **Plat Siku** = Sebagai kerangka mesin untuk menopang mesin
2. **Engine** = Berfungsi sebagai sumber penggerak yang dihasilkan, kemudian akan diteruskan ke penggerak yang lain
3. **Roda** = Sebagai alat bantu untuk mendorong mesin.

4. **Pulley Motor** = Untuk Mentransmisi daya dari motor menuju ke poros
5. **Belt** = Untuk Mentransmisi daya dari motor menuju ke poros
6. **Pulley Tuas** = Untuk mengencangkan belt saat mesin bekerja
7. **Pulley Poros** = Untuk mentransmisi daya antara motor dengan poros
8. **Hopper** = Berfungsi sebagai tempat memasukan tongkol jagung menuju ke tabung pisau
9. **Tabung** = Berfungsi sebagai tempat poros pisau pemotong dan tempat terjadinya proses penghancuran tongkol jagung
10. **Tuas** = Sebagai alat bantu untuk mengencangkan belt saat mesin bekerja
11. **Bearing** = Untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan.
12. **Plat Jari** = Berfungsi sebagai alat bantu saat menghancurkan tongkol jagung agar hasilnya bisa kecil
13. **Pisau Pemotong** = Sebagai pemotong tongkol jagung saat proses penghancuran
14. **Ring** = Sebagai pengencang pisau pemotong agar pisau pemotong tidak berubah posisi
15. **Poros** = Berfungsi sebagai tempat pisau pemotong juga sebagai penerima tranmisi daya dari pulley dan belt

Cara Menggunakan Mesin Penghancur Tongkol

Jagung

1. Siapkan tongkol jagung yang akan dihancurkan

2. Pastikan semua sudah aman lalu nyalakan *engine*, sehingga *engine* dapat menggerakkan pulley, belt, dan poros
3. Masukkan tongkol jagung kedalam mesin melalui hopper. Tunggu proses penghancuran berlangsung sampai selesai
4. Jika sudah selesai masukkan hasil tongkol jagung yang sudah dihancurkan tadi kedalam mesin diskmill yang berada disebelahnya agar tongkol jagung yang sudah dihancurkan menjadi halus seperti tepung
5. Setelah seluruh proses telah selesai dilaksanakan, matikan mesin penghancur tongkol jagung dengan cara memutar tombol "ON" di *engine* menuju ke arah "OFF" menekan tombol "OFF", dengan begitu mesin akan mati.

BAB 4

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dibahas perhitungan mesin penghancur tongkol jagung yang diperlukan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik. Setelah itu menghitung elemen-elemen mesin yang mendukung perencanaan mesin ini seperti : perhitungan daya, gaya potong, poros, pulley, belt, dan bantalan sehingga aman dalam penggunaannya.

4.1 Perencanaan Pisau dan Hasil

Pisau direncanakan terdiri atas 9 pisau bergerak dengan posisi melingkar berurutan , dikarenakan tongkol jagung yang akan dihancurkan tidak bisa sekali potong langsung hancur dan diasumsikan 1 pisau mengenai 1 tongkol. Dengan spesifikasi perencanaan pisau bergerak :

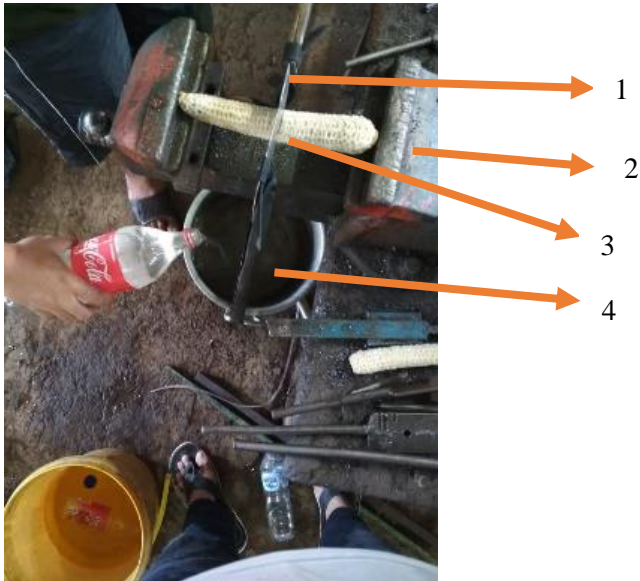
$P \times l \times t$ (210 mm x 100 mm x 12 mm) yang dipasangkan pada poros dengan spesifikasi perencanaan poros : (\varnothing 40 mm x 540 mm).

4.2. Analisa Gaya dan Torsi Pemotong

Pemotongan tongkol jagung pada perencanaan mesin akan dilakukan secara acak, tapi untuk mengetahui gaya potong yang paling besar, dilakukan percobaan pada tongkol jagung yang memiliki luas bidang paling besar, spesifikasi tongkol jagung yaitu (\varnothing 40 mm x 145 mm).

4.2.1 Analisa Gaya Pemotongan

Percobaan Sebelum Alat Terealisasi



Gambar 4.1. uji coba 1 pemotongan tongkol jagung

Keterangan :

1. Pisau
2. Ragum
3. Tongkol jagung
4. Ember berisi air sebagai beban

Metode percobaan :

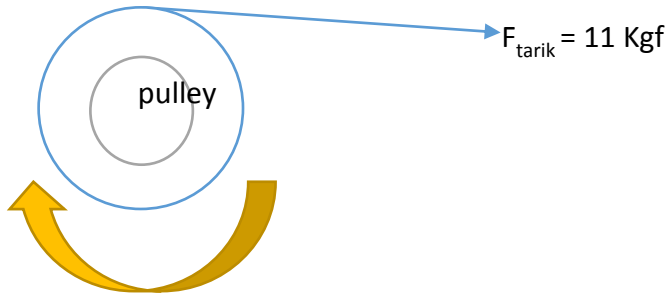
Dalam percobaan ini, pemotongan dilakukan dengan cara meletakkan pisau di atas tongkol jagung yang dijepit dengan ragum. Kemudian pisau tersebut di beri beban berupa air didalam ember yang digantung pada sebuah tali hingga tongkol jagung terpotong. Didapat :

Tabel 4.1. Tabel Uji Potong Tongkol Jagung Statis

F	Liter	Kgf
	7,5	7,5
	5	5

	8,8	8,8
--	-----	-----

Percobaan Setelah Alat Terealisasi



Gambar 4.2. uji coba 2 pemotongan tongkol jagung

Metode Percobaan :

Dalam percobaan ini bertujuan untuk mendapatkan gaya potong pada pisau, pemotongan dilakukan dengan cara melilitkan tali raffia pada pulley poros dengan pisau yang telah terpasang. Lalu tali tersebut di tarik sekuat tenaga oleh orang yang memegang neraca pegas hingga tongkol jagung terpotong. Beban didapat :

Tabel 4.2. Tabel Uji Potong Tongkol Jagung Dinamis

Bahan Uji	Ø	Panjang	Gaya (kgf)
Tongkol Jagung	30 mm	140 mm	8 kgf
Tongkol Jagung	40 mm	100 mm	11 kgf
Tongkol Jagung	30 mm	145 mm	7 kgf

➤ Gaya Potong Pisau

Jumlah pisau yang mengalami gaya potong = 1

Maka gaya potong pisau,

$$F_p = 11 \text{ kgf}$$

Maka setelah mendapatkan data, Gaya Potong yang akan digunakan diambil yang paling besar agar Torsi yang dihasilkan besar.

4.2.2 Analisa Torsi Pemotong dan Torsi Pemutar

Setelah diketahui gaya pemotongan, maka Torsi dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

T = Torsi

F = Gaya Pemotongan

r = Panjang Lengan

Diketahui, Gaya Pemutar (F_m) = 1,5 kgf

Gaya Pemotongan (F_p) = 11 kgf

Jari-jari pisau (r) = 120 mm

Jari-jari Pulley poros (r) = 90 mm

Maka besar Torsi Pemutar yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 1,5 \text{ kgf} \cdot 90 \text{ mm} \\ &= 135 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

Maka besar Torsi Pemotongan yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 11 \text{ kgf} \cdot 120 \text{ mm} \\ &= 1320 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.3. Analisa Daya Pemotongan Tongkol Jagung

Daya Pemutar & Pemotongan dapat diketahui dengan rumus berikut :

$$T = 974.000 \cdot \frac{N}{n^2}$$

Keterangan :

T = Torsi (kgf.mm)

N = Daya Perencanaan (HP)

n = putaran poros (rpm)

4.3.1 Analisa Putaran Poros

Sebelum menghitung Daya Pemotongan, maka perlu

mengetahui nilai putaran poros melalui rumus perbandingan pulley. Yaitu,

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Keterangan :

n_1 = putaran *engine*

n_2 = putaran poros

d_1 = diameter pulley *engine*

d_2 = diameter pulley poros

diketahui , rpm engine tanpa beban = 3600 rpm

rpm engine saat ada beban = $2600 \leq \text{rpm} \leq 3400$

$n_1 = 3200 \text{ rpm}$

$d_2 = 180 \text{ mm}$

$d_1 = 103 \text{ mm}$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{3200 \text{ rpm}}{n_2} = \frac{180 \text{ mm}}{103 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 1831 \text{ rpm}$$

Setelah diketahui putaran poros, maka dapat mencari Daya Pemutar & Pematangan (HP).

$$T = 974.000 \cdot \frac{N}{n_2}$$

$$135 \text{ kgf.mm} = 974.000 \cdot \frac{N}{1831 \text{ rpm}}$$

$$\frac{135 \text{ kgf.mm}}{974.000} = \frac{N}{1831}$$

$$N = 0,25 \text{ HP (Daya Pemutar)}$$

$$T = 974.000 \cdot \frac{N}{n_2}$$

$$1320 \text{ kgf.mm} = 974.000 \cdot \frac{N}{1831 \text{ rpm}}$$

$$\frac{1320 \text{ kgf.mm}}{974.000} = \frac{N}{1831}$$

$$N = 2,48 \text{ HP} = 1,85 \text{ KW (Daya Pematangan)}$$

Engine yang digunakan adalah engine 5,5

HP dengan putaran 3600 rpm. 1 HP = 0,746 Kw.

4.3.2. Analisa Kecepatan Sudut yang Direncanakan

Langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan sudut dengan rumus berikut :

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n2$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n2}{30}$$

Keterangan :

ω = Kecepatan Sudut

n2 = Putaran Poros

π = 3,14

Diketahui :

n2 = 1831 rpm

$$\omega = \frac{\pi \cdot n2}{30} = \frac{3,14 \cdot 1831}{30} = 191,64 \text{ rad/sec}$$

4.4. Perencanaan Belt dan Pulley

4.4.1 Daya Perencanaan

$$Pd = fc \cdot P$$

Diketahui $fc = 1,2-1,5$

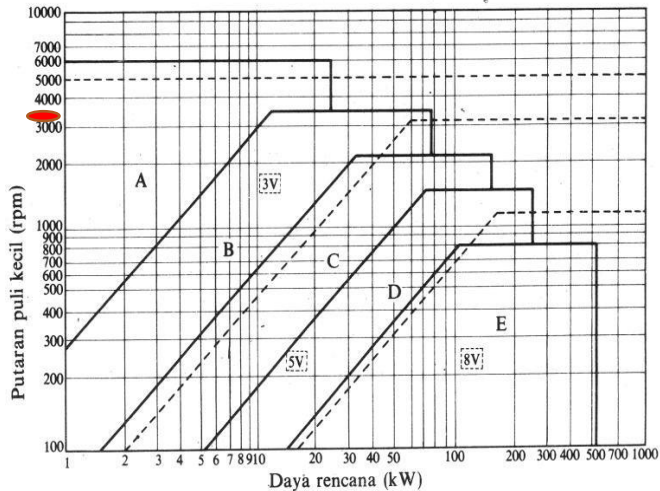
$$Pd = fc \cdot P$$

$$= 1,5 \cdot 2,48 \text{ HP}$$

$$= 3,72 \text{ HP}$$

4.4.2. Pemilihan Type Belt

Sebelum menghitung perencanaan belt yang menggunakan 1 belt maka ditentukan dahulu type belt yang dianjurkan. Pemilihan type ini belt dapat diketahui dari daya perencanaan dan banyaknya putaran yang terjadi pada pulley terkecil. Diketahui bahwa : $Pd = 3,72 \text{ HP}$, $n = 3200 \text{ rpm}$



Gambar 4.3. Pemilihan Tipe Belt

Sumber: (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 164)

Berdasarkan diagram di atas maka diperoleh : Type belt yang dianjurkan adalah Type A No. 70

Lebar (b) = 13 mm

Tinggi (h) = 8 mm

Luas (A) = $0,81 \text{ cm}^2$

4.4.3. Kecepatan Keliling Pulley

$n_1 = 3200 \text{ rpm}$

$d_p \text{ motor} = 103 \text{ mm}$

Sehingga,

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 103 \text{ mm} \cdot 3200 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$= 17,24 \text{ m/s}$$

4.4.4. Tegangan Belt

Tegangan belt dapat diketahui dengan rumus :

$$\sigma b = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$

Diketahui :

Untuk V-belt : $\sigma_0 = 12 \text{ Kgf/cm}^2 = 120 \text{ Kgf/mm}^2$

Untuk V-belt : $\phi_0 = 0,7 - 0,9$

$$\begin{aligned}\sigma_b &= 2 \cdot \phi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 120 \text{ Kgf/mm}^2 \\ &= 211,6 \text{ Kgf/mm}^2\end{aligned}$$

4.4.5. Jarak Sumbu Poros Pulley dengan Pulley Perencanaan

$$D_p < C < 3 (D_p + d_p)$$

Diketahui :

Diameter pulley kecil (d_p) = 103 mm

Diameter pulley besar (D_p) = 180 mm

Sehingga ,

$$D_p < C < 3 (D_p + d_p)$$

$$180 \text{ mm} < C < 3 (180 \text{ mm} + 103 \text{ mm})$$

$$180 \text{ mm} < C < 849 \text{ mm}$$

Maka dipilih $C = 650 \text{ mm}$ (jarak sumbu)

4.4.6. Panjang Belt

Untuk menghitung panjang perencanaan belt yang akan dipakai digunakan rumus :

$$\begin{aligned}L &= 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot C} \\ L &= 2 \cdot 650 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (180 + 103) \text{ mm} + \frac{(180 - 103)^2 \text{ mm}^2}{4 \cdot 650 \text{ mm}} \\ L &= 1300 \text{ mm} + 444,31 \text{ mm} + 2,28 \text{ mm} \\ L &= 1746,59 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dalam Mesin Penghancur Tongkol Jagung Belt yang digunakan Tipe A-70 dengan $L = 1700 \text{ mm}$

4.4.7. Jarak Sumbu Poros

Untuk menghitung jarak sumbu poros yang akan dipakai, maka digunakan rumus :

$$B = 2 \cdot L - 3,14(D_p + d_p)$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

Dimana,

$$B = 2 \cdot L - 3,14 (D_p + d_p)$$

$$B = 2 \cdot 1746,59 \text{ mm} - 3,14 (180 \text{ mm} + 103 \text{ mm})$$

$$B = 3493,18 \text{ mm} - 888,62 \text{ mm}$$

$$B = 2604,52 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan jarak antara poros pada pulley yang akan dipakai :

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

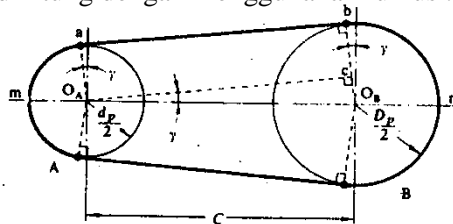
$$= \frac{2604,52 \text{ mm} + \sqrt{(2604,52 \text{ mm})^2 - 8(180 - 103) \text{ mm}^2}}{8}$$

$$= \frac{2604,52 \text{ mm} + \sqrt{6783524,43 - 640712}}{8}$$

$$= 635,37 \text{ mm}$$

4.4.8. Sudut Kontak pada Pulley

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 4.4. Sudut Kontak pada Pulley

Sumber: (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

Diketahui :

$$D_p = 180 \text{ mm}$$

$$d_p = 103 \text{ mm}$$

$$C = 635,37 \text{ mm}$$

Maka,

$$\theta = 180^\circ - \frac{60 (D_p - d_p)}{C}$$

$$= 180^\circ - \frac{60 (180 - 103) \text{ mm}}{653,37 \text{ mm}}$$

$$= 172,75^\circ \times \frac{\pi}{180}$$

$$= 3,01 \text{ rad}$$

4.4.9. Gaya pada Belt

Diketahui :

$$\mu = 0,3$$

$$\theta = 3,01 \text{ rad}$$

Maka,

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_1 / F_2 = e^{\mu' \theta}$$

$$F_1 / F_2 = e^{0,3 \cdot 3,01}$$

$$F_1 = 2,46 F_2$$

$$\begin{aligned} \bullet T_{total} &= T_{pisau} \\ &= F_{pisau} \cdot R_p \\ &= 11 \text{ Kgf} \cdot 120 \text{ mm} \\ &= 2640 \text{ Kgf.mm} \end{aligned}$$

$$\bullet F_e = \frac{T_{total}}{R_{pisau}} = \frac{2640 \text{ kgf.mm}}{120 \text{ mm}} = 11 \text{ kgf}$$

$$\bullet F_e = F_1 - F_2$$

$$11 \text{ Kgf} = 2,46 F_2 - F_2$$

$$110 \text{ Kgf} = 1,46 F_2$$

$$F_2 = \frac{11 \text{ Kgf}}{1,46}$$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= 7,53 \text{ Kgf} = 73,84 \text{ N} \rightarrow (1 \text{ kgf} = 9,8067 \text{ N}) \\
 F_1 &= 2,46 F_2 \\
 &= 2,46 \cdot 7,53 \text{ Kgf} \\
 &= 18,52 \text{ Kgf} = 182,31 \text{ N} \rightarrow (1 \text{ kgf} = 9,8067 \text{ N})
 \end{aligned}$$

4.4.10. Tegangan Maksimum pada Belt

Untuk menghitung tegangan maksimum pada belt dapat menggunakan rumus:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Diketahui :

$h = 8 \text{ mm}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$\gamma = 1,4 \text{ Kgf/dm}^3$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$Eb = 800 \text{ Kgf/cm}^2$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$\sigma_0 = 12 \text{ Kgf/cm}^2$

$F = 11 \text{ Kgf}$

$A = 0,81 \text{ cm}^2$

$v = 17,24 \text{ m/s}$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$D_{\min} = 103 \text{ mm}$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \\
 &= 12 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{11 \text{ Kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,4 \frac{\text{Kgf}}{\text{dm}^3} \cdot (17,24 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &\quad + 800 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{8 \text{ mm}}{103 \text{ mm}} \\
 &= 12 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 6,79 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 0,02 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 62,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}
 \end{aligned}$$

$$= 80,91 \frac{Kgf}{cm^2}$$

4.4.11. Jumlah Putaran Belt

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detik digunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

Diketahui :

$$v = 17,24 \text{ m/s}$$

$$L = 1746,59 \text{ mm} = 1,74 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} u &= \frac{v}{L} \\ &= \frac{17,24 \text{ m/s}}{1,74 \text{ m}} \\ &= 9,9 \text{ s}^{-1} \end{aligned}$$

4.4.12. Umur Belt

Umur belt dapat diketahui dengan rumus :

$$H = \frac{Nbase}{3600 \cdot u \cdot x} \cdot \left[\frac{\sigma fat}{\sigma max} \right]^m$$

Diketahui :

$$Nbase = 10^7 \text{ cycle}$$

$$u = 9,9 \text{ s}^{-1}$$

$$x = 2 \text{ (pulley yang berputar)}$$

$$\sigma fat = 90 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ untuk V-Belt}$$

$$\sigma max = 80,91 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$m = 8 \text{ (v-belt)}$$

Sehingga :

$$H = \frac{Nbase}{3600 \cdot u \cdot x} \cdot \left[\frac{\sigma fat}{\sigma max} \right]^m$$

$$= \frac{10^7}{3600 \cdot 9,9 \text{ s}^{-1} \cdot 2} \cdot \left[\frac{90 \text{ Kg/cm}^2}{80,91 \text{ Kg/cm}^2} \right]^8$$

$$= 328,81 = 328 \text{ jam}$$

4.4.13. Jumlah Belt

Jumlah belt dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini

Dimana :

Z= Jumlah belt (buah)

F_e= Gaya efektif belt (N)

σ_d= Tegangan dinamis belt

A= Luas penampang

- $$\sigma_{do} = a - w \frac{h}{D}$$

$$= 25 - 120 \frac{8 \text{ mm}}{103 \text{ mm}}$$

$$= 25 - 9,32$$

$$= 15,68$$

- $$\sigma_d = \sigma_{do} \cdot C_v \cdot C_\alpha$$

$$= 15,68 \cdot 0,94 \cdot 1,0$$

$$= 14,739$$

- $$\sigma_d = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

$$14,739 = \frac{11 \text{ kgf}}{b \cdot 8 \text{ mm}}$$

$$14,739 = \frac{107,87 \text{ N}}{b \cdot 8 \text{ mm}}$$

$$b = 0,91$$

- $$A = b \cdot h$$

$$= 0,91 \cdot 8$$

$$= 7,28$$

- $$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A}$$

$$= \frac{11}{14,739 \cdot 7,28}$$

$$= 0,10 \approx 1 \text{ buah}$$

4.5. Perencanaan Poros

4.5.1. Perhitungan Jenis Bahan Poros yang Akan Digunakan

Data yang diketahui :

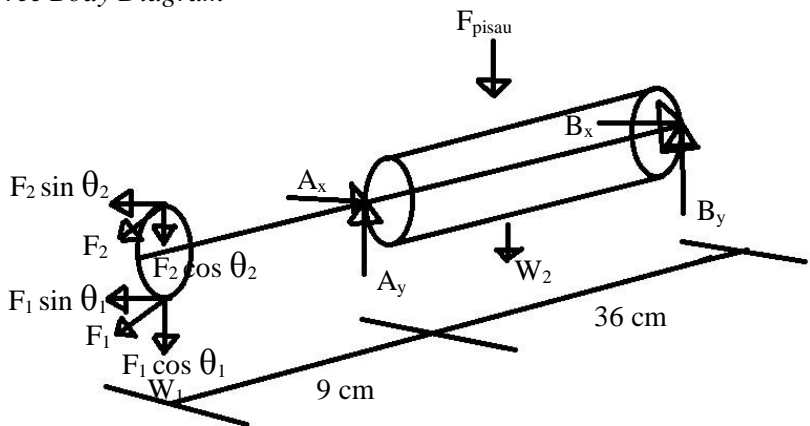
Daya motor (P) = 5,5 HP

Putaran poros (n_2) = 1831 rpm

Bahan yang digunakan = ST70 ($\sigma_{yp} : 49 \text{ kg/mm}^2$)

4.5.2. Diagram Beban Poros

Free Body Diagram



Gambar 4.5. *Free Body Diagram*

Dimana ,

F_1 = Gaya yang menarik *belt*

F_2 = Gaya kendur pada *belt*

F_{pisau} = Gaya yang terjadi pada pisau

W_{pisau} = Berat total pisau

W_{pulley} = Berat total pulley

A_x = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah horizontal

A_y = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah vertikal

B_x = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah horizontal

B_y = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

Diketahui :

$$\theta_1 = 30^\circ$$

$$F_1 \sin \theta_1 = 90,82 \text{ N}$$

$$\theta_2 = 60^\circ$$

$$F_1 \cos \theta_1 = 157,30 \text{ N}$$

$$F_1 = 181,64 \text{ N}$$

$$F_2 \sin \theta_2 = 63,94 \text{ N}$$

$$F_2 = 73,84$$

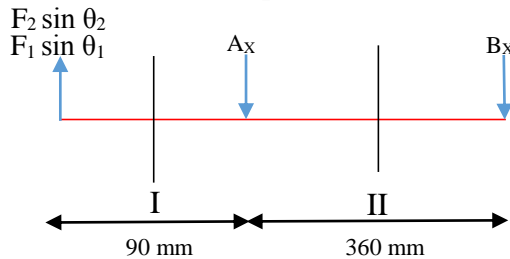
$$F_2 \cos \theta_2 = 36,92 \text{ N}$$

4.5.3. Gaya Pada Poros

Gaya pada poros dapat dihitung dengan cara berikut ini :

4.5.3.1. Menghitung Beban Poros Arah Horizontal dan Vertikal

4.5.3.2. Gaya dan Momen pada Arah Horizontal



Gambar 4.6. Gaya dan Momen Arah Horizontal

Reaksi tumpuan

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$F_1 \sin \theta_1 + A_x + B_x - F_2 \sin \theta_2 = 0$$

$$A_x + B_x = F_2 \sin \theta_2 + F_1 \sin \theta_1$$

$$A_x + B_x = 63,94 \text{ N} + 90,82 \text{ N}$$

$$A_x + B_x = 154,76 \text{ N} \dots (1)$$

$$\curvearrowright + \sum M_b = 0$$

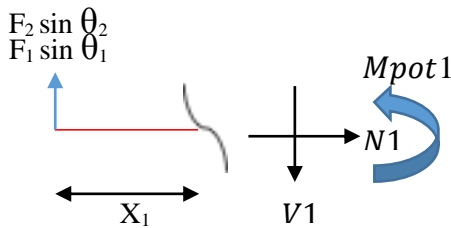
$$F_2 \sin \theta_2 (45 \text{ cm}) + F_1 \sin \theta_1 (45 \text{ cm}) - A_x (36 \text{ cm}) - = 0$$

$$\begin{aligned}
 A_x (360 \text{ mm}) &= F_2 \sin \theta_2 (45 \text{ cm}) + F_1 \sin \theta_1 (45 \text{ cm}) \\
 &= 63,94 \text{ N} (450 \text{ mm}) + 90,82 \text{ N} (450 \text{ mm}) \\
 &= 28773 \text{ N.mm} + 40869 \text{ N.mm} \\
 &= \frac{69642 \text{ N.cm}}{360 \text{ mm}} \\
 A_x &= 193,45 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Substitusi persamaan (1) ke (2)

$$\begin{aligned}
 A_x + B_x &= 154,76 \text{ N} \\
 193,45 + B_x &= 154,76 \text{ N} \\
 B_x &= 154,76 \text{ N} - 193,45 \text{ N} \\
 B_x &= -38,69 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Momen bending di potongan I – I
Potongan I-I : $0 \text{ mm} \leq x_1 \leq 90 \text{ mm}$



Gambar 4.7. Potongan Momen Bending I-I Horizontal

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \sum F_x &= 0 ; \\
 F_2 \sin \theta_2 + F_1 \sin \theta_1 - V_1 &= 0 \\
 V_1 &= F_1 \sin \theta_1 + F_2 \sin \theta_2 \\
 &= 90,82 \text{ N} + 63,94 \text{ N} \\
 &= 154,76 \text{ N}
 \end{aligned}$$

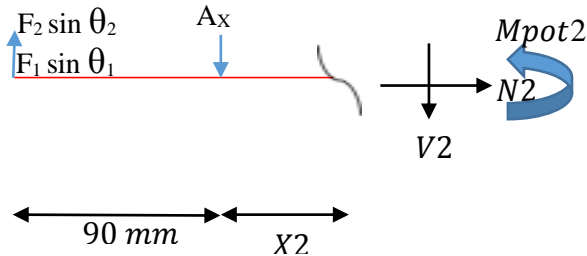
$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_{\text{pot1}} &= 0 \\
 F_2 \sin \theta_2 (x_1) + F_1 \sin \theta_1 (x_1) - M_{\text{pot1}} &= 0 \\
 M_{\text{pot1}} &= 90,82 \text{ N} (x_1) + 63,94 \text{ N} (x_1) \\
 &= 154,76 (x_1) \text{ N.mm}
 \end{aligned}$$

Jika :

$$\begin{aligned}
 x_1 = 0, \text{ maka } M_{\text{pot1}} &= 0 \text{ N.cm} \\
 x_1 = 30, \text{ maka } M_{\text{pot1}} &= 4642,8 \text{ N.mm} \\
 x_1 = 90, \text{ maka } M_{\text{pot1}} &= 13928,4 \text{ N.mm}
 \end{aligned}$$

- Momen bending di potongan II – II

Potongan II-II, $0 \text{ mm} \leq X_2 \leq 360 \text{ mm}$



Gambar 4.8. Potongan momen bending II-II horizontal

$$+\uparrow \sum F_X = 0 ;$$

$$F_2 \sin \theta_2 + F_1 \sin \theta_1 - A_X - V_2 = 0$$

$$\begin{aligned} V_2 &= A_X - F_1 \sin \theta_1 - F_2 \sin \theta_2 \\ &= 193,45 - 63,94 \text{ N} - 90,82 \text{ N} \\ &= 38,69 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{\text{pot}2} = 0$$

$$F_2 \sin \theta_2 (90 \text{ mm} + x_2) + F_1 \sin \theta_1 (90 \text{ mm} + x_2) - A_X (x_2) - M_{\text{pot}2} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{\text{pot}2} &= F_2 \sin \theta_2 (90 \text{ mm} + x_2) + F_1 \sin \theta_1 (90 \text{ mm} + x_2) - A_X (x_2) \\ &= 8173,8 \text{ N.mm} + 90,82 \text{ N} (x_2) + - 5754,6 \text{ N.mm} + 63,94 \text{ N} (x_2) - 193,45 (x_2) \\ &= (8173,8 \text{ N.mm} + 5754,6 \text{ N.mm}) + (90,82 \text{ N} (x_2) + 63,94 \text{ N} (x_2) - 193,45 \text{ N} (x_2)) \\ &= 13928,4 \text{ N.mm} - 38,69 \text{ N} (x_2) \end{aligned}$$

Jika :

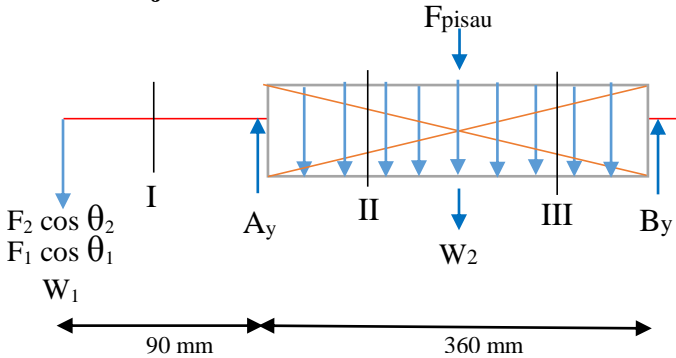
$$x_2 = 0, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 13928,4 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 100, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 10059,4 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 300, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = -773,8 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 360, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 0 \text{ N.mm}$$

4.5.3.3. Tinjauan Vertikal



Gambar 4.9. *Beban merata reaksi tumpuan vertikal*

Diketahui :

$$F_{\text{pisau}} = 11 \text{ Kgf} \\ = 127,4 \text{ N}$$

$$W_1 = 7 \text{ kgf} \\ = 68,6 \text{ N}$$

$$\theta_1 = 30^\circ$$

$$\theta_2 = 60^\circ$$

$$F_1 = 181,64 \text{ N}$$

$$F_2 = 73,84$$

$$W_2 = 10 \text{ kgf} \\ = 78,4 \text{ N}$$

$$F_1 \sin \theta_1 = 90,82 \text{ N}$$

$$F_1 \cos \theta_1 = 157,30 \text{ N}$$

$$F_2 \sin \theta_2 = 63,94 \text{ N}$$

$$F_2 \cos \theta_2 = 36,92 \text{ N}$$

Reaksi tumpuan

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 + A_y - F_{\text{pisau}} - W_2 + B_y = 0$$

$$A_y + B_y = F_2 \cos \theta_2 + F_1 \cos \theta_1 + W_1 + F_{\text{pisau}} + W_2 \\ = 36,92 \text{ N} + 157,30 \text{ N} + 68,6 \text{ N} + 107,8 \text{ N} + 98 \text{ N}$$

$$A_y + B_y = 468,62 \text{ N} \dots \dots \dots (1)$$

$$\curvearrowright + \sum M_B = 0$$

$$-F_2 \cos \theta_2 (450 \text{ mm}) - F_1 \cos \theta_1 (450 \text{ mm}) - W_1 (450 \text{ mm}) + A_y (360 \text{ mm}) - W_2 \left(\frac{360 \text{ mm}}{2} \right) - F_{\text{pisau}} \left(\frac{360 \text{ mm}}{2} \right) = 0$$

$$A_y = \frac{36,92 \text{ N}(450) + 157,30 \text{ N}(450) + 68,6 \text{ N}(450) + 107,8 \text{ N}(180) + 98 \text{ N}(180)}{360}$$

$$= 431,425 \text{ N} \dots \dots \dots (2)$$

Substitusi persamaan (1) ke (2)

$$A_y + B_y = 468,62 \text{ N}$$

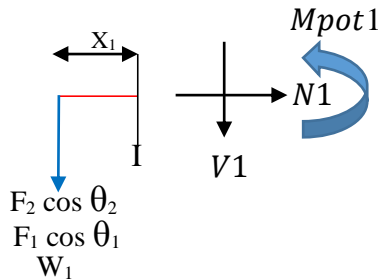
$$431,425 \text{ N} + B_y = 468,62 \text{ N}$$

$$B_y = 468,62 \text{ N} - 431,425 \text{ N}$$

$$B_y = 37,195 \text{ N}$$

➤ Momen bending di potongan I – I

Potongan I-I : $0 \text{ mm} \leq x_1 \leq 9 \text{ mm}$



Gambar 4.10. Potongan momen bending I-I vertikal

$$\uparrow + \sum F_y = 0 ;$$

$$-F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 - V_1 = 0$$

$$V_1 = -F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1$$

$$= -36,92 \text{ N} - 157,30 \text{ N} - 68,6 \text{ N}$$

$$= -262,82 \text{ N}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{pot1} = 0$$

$$-F_2 \cos \theta_2 (x_1) - F_1 \cos \theta_1 (x_1) - W_1 (x_1) + M_{pot1} = 0$$

$$M_{pot1} = -F_2 \cos \theta_2 (x_1) - F_1 \cos \theta_1 (x_1) - W_1 (x_1)$$

$$= -36,92 \text{ N} (x_1) - 157,30 \text{ N} (x_1) - 68,6 \text{ N} (x_1)$$

$$= -262,82 \text{ N.mm} (x_1)$$

Jika :

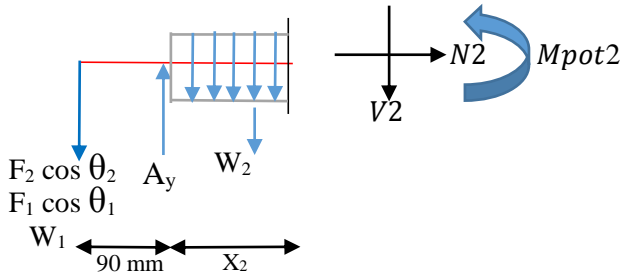
$$x_1 = 0, \text{ maka } M_{pot1} = 0 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 30, \text{ maka } M_{pot1} = -7884,6 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 60, \text{ maka } M_{pot1} = -15769,2 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 90, \text{ maka } M_{pot1} = -23653,8 \text{ N.mm}$$

- Momen bending di potongan II – II
Potongan II-II : $0 \text{ mm} \leq x_2 \leq 180 \text{ mm}$



Gambar 4.11. Potongan momen bending II-II vertikal

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_y &= 0 ; \\ -F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 + A_y - W_2 - V_2 &= 0 \\ V_2 &= -F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 + A_y \\ &= -36,92 \text{ N} - 157,30 \text{ N} - 68,6 \text{ N} + 431,425 \text{ N} - 78,4 \text{ N} \\ &= 90,205 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{\text{pot2}} &= 0 \\ -F_2 \cos \theta_2 (90 \text{ mm} + x_2) - F_1 \cos \theta_1 (90 \text{ mm} + x_2) - W_1 (90 \text{ mm} + x_2) + A_y (x_2) - W_2 \left(\frac{x_2^2}{2}\right) - M_{\text{pot2}} &= 0 \\ M_{\text{pot2}} &= A_y (x_2) - F_2 \cos \theta_2 (90 \text{ mm} + x_2) - F_1 \cos \theta_1 (90 \text{ mm} + x_2) - W_1 (90 \text{ mm} + x_2) - W_2 \left(\frac{x_2^2}{2}\right) \\ &= 431,425 (x_2) - 36,92 (90 \text{ mm} + x_2) - 157,30 (90 \text{ mm} + x_2) - 68,6 (90 \text{ mm} + x_2) - 78,4 \frac{x_2^2}{2} \\ &= (-3322,8 \text{ N.mm} - 14157 \text{ N.mm} - 6174 \text{ N.mm}) \\ &\quad + (431,425 x_2 - 36,92 x_2 - 157,30 x_2 - 68,6 x_2 - 39,2 x_2) \\ &= -23653,8 \text{ N.mm} + 129,405 x_2 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

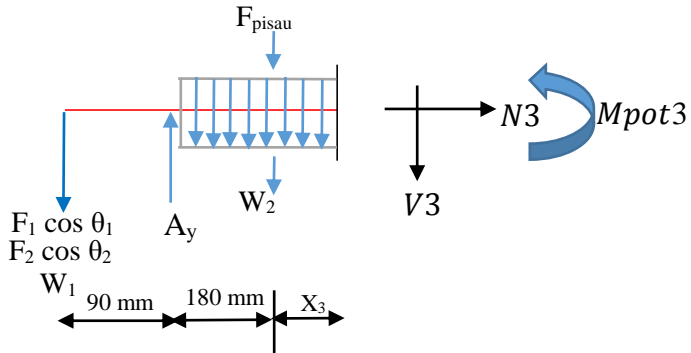
Jika :

$x_2 = 0$; maka $M_{\text{pot2}} = -23653,8 \text{ N.mm}$

$x_2 = 90$; maka $M_{\text{pot2}} = -12007,35 \text{ N.mm}$

$$x_2 = 180 ; \text{ maka } M_{\text{pot}2} = -360,9 \text{ N.mm}$$

- Momen bending di potongan III – III
Potongan III-III : $0 \text{ mm} \leq x_3 \leq 180 \text{ mm}$



Gambar 4.12. Potongan momen bending III-III vertikal

$$\begin{aligned} F_{\text{pisau}} &= 11 \text{ Kgf} \\ &= 127,4 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_y &= 0 \\ -F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 - W_2 + A_y - V_3 - F_{\text{pisau}} &= 0 \\ V_3 &= A_y - F_2 \cos \theta_2 - F_1 \cos \theta_1 - W_1 - W_2 - F_{\text{pisau}} \\ &= 431,425 \text{ N} - 36,92 \text{ N} - 157,30 \text{ N} - 68,6 \text{ N} - 98 \\ &\quad \text{N} - 107,8 \text{ N} \\ &= -37,195 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{\text{pot}3} &= 0 \\ -F_2 \cos \theta_2 (270 \text{ mm} + x_3) - F_1 \cos \theta_1 (270 \text{ mm} + x_3) - W_1 \\ &\quad (270 \text{ mm} + x_3) + A_y (x_3) - F_{\text{pisau}} - W_2 \cdot x_3 \left(\frac{x_3}{2} \right) - M_{\text{pot}3} = 0 \\ M_{\text{pot}3} &= -F_2 \cos \theta_2 (270 \text{ mm} + x_3) - F_1 \cos \theta_1 (270 \text{ mm} + x_3) \\ &\quad - W_1 (270 \text{ mm} + x_3) + A_y (180 \text{ mm} + x_3) - W_2 \left(\frac{180}{2} \right) \\ &\quad - F_{\text{pisau}} (x_3) - W_2 \left(\frac{x_3^2}{2} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= -36,92 \text{ N} (270 \text{ mm} + x_3) - 157,30 \text{ N} (270 \text{ mm} + x_3) - \\
&\quad 68,6 \text{ N} (270 \text{ mm} + x_3) + 431,425 \text{ N} (180 \text{ mm} + x_3) - \\
&\quad 78,4 \left(\frac{180 \text{ mm}}{2} \right) - 127,4 \text{ N} (x_3) - 78,4 \left(\frac{x_3}{2} \right) \\
&= (-42471 - 9968,4 - 18522 - 7056 + 77656,5) \text{ N.mm} + (- \\
&\quad 157,30 - 36,9 - 68,6 - 39,2 - 127,4 + 431,425) x_3 \\
&= -360,9 \text{ N.mm} + 2,005 x_3
\end{aligned}$$

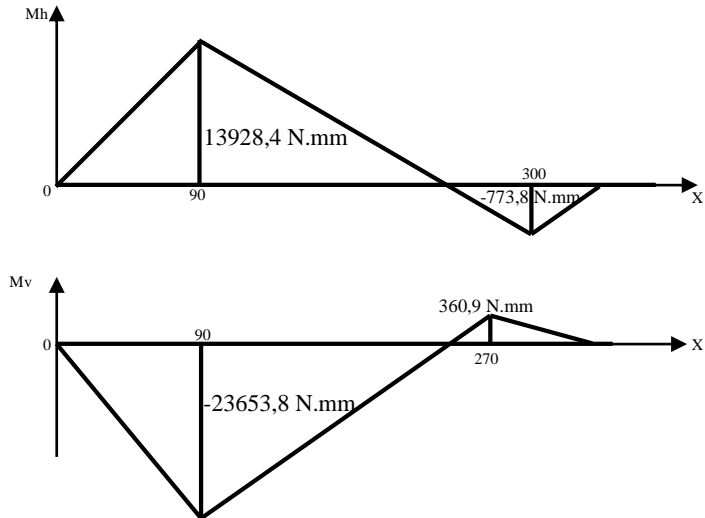
Jika :

$x_3 = 0$; maka $M_{\text{pot}3} = -360,9 \text{ N.mm}$

$x_3 = 90$; maka $M_{\text{pot}3} = -180,45 \text{ N.mm}$

$x_3 = 180$; maka $M_{\text{pot}3} = 0 \text{ N.mm}$

4.5.3.4 Diagram Momen



Gambar 4.13. *Diagram Momen*

4.6 Momen Terbesar (M_b)

Momen terbesar dapat dinyatakan dengan rumus :

$$M_b = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$\begin{aligned}
M_b &= \sqrt{(-13928,4 \text{ N.mm})^2 + (-23653,8 \text{ N.mm})^2} \\
M_b &= 27445,7 \text{ N.mm} \\
M_b &= 2800,5 \text{ Kgf.mm} \\
&= 2800,5 \text{ Kgf.mm}
\end{aligned}$$

4.6.1 Diameter poros

Untuk menentukan besarnya diameter poros yang digunakan, dapat dihitung dengan rumus :

$$T_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \text{ Syp}}{sf}$$

Dengan :

ASTM Class 70 (lampiran 14)

Syp = 70 ksi

1 Ksi = 70,31 kgf/cm² = 70 kgf/cm² (lampiran 1)

70 Ksi = 70 x 70 kgf/cm²

= 490 kgf/cm²

= 49 kgf/mm²

$$\begin{aligned}
M_t &= 974.000 \frac{\text{N}}{\text{n}} \\
&= 974.000 \frac{5,5 \text{ HP}}{3200 \text{ rpm}} \\
&= 1674,06 \text{ kgf.mm} \\
&= 1764,06 \text{ kgf.mm}
\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \text{ Syp}}{sf}$$

$$\tau_{\max} = \left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2 \leq \left(\frac{0,5 \text{ Syp}}{sf}\right)^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{(16.Mb)^2 + (16.Mt)^2}{(\pi.ds^3)^2} \leq \left(\frac{0,5 \text{ Syp}}{sf}\right)^2$$

$$\frac{(16.2800,5 \text{ kgf.mm})^2 + (16.1764,06 \text{ kgf.mm})^2}{\left(\frac{0,5.49}{2,5}\right)^2} \leq (\pi.ds^3)^2$$

$$\frac{(16.2800,5 \text{ kgf.mm})^2 + (16.1764,06 \text{ kgf.mm})^2}{\left(\frac{0,5.49}{2,5}\right)^2} \leq (\pi.ds^3)^2$$

$$\frac{(2007756864) + (796648367)}{96,04} \leq \pi^2 \cdot ds^6$$

$$\frac{29200387,66}{\pi^2} \leq ds^6$$

$$\sqrt[6]{2958617,841} \leq ds$$

$$11,98 \text{ mm} \leq ds$$

$$ds \geq 11,98 \text{ mm}$$

Diameter poros yang digunakan adalah 40 mm

4.7 Perhitungan Bantalan (Bearing)

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (Dp) : 40 mm
2. Gaya bantalan dititik A : $F_{Ah} = 193,45 \text{ N}$
 $F_{Av} = 431,425 \text{ N}$
3. Gaya bantalan dititik B : $F_{Bh} = -38,69 \text{ N}$
 $F_{Bv} = 37,195 \text{ N}$

4.7.1 Gaya Radial pada Bearing

Untuk mencari gaya radial pada bearing, maka digunakan persamaan :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

- Pada Bantalan A

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Ah})^2 + (F_{Av})^2} \\ &= \sqrt{(193,45 \text{ N})^2 + (431,675 \text{ N})^2} \\ &= \sqrt{372686,6113 \text{ N}} \\ &= 610,48 \text{ N} \\ &= 62,29 \text{ Kgf} \\ &= 137,038 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Pada Bantalan B

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Bh})^2 + (F_{Bv})^2} \\ &= \sqrt{(-38,69 \text{ N})^2 + (37,195 \text{ N})^2} \\ &= \sqrt{2880,38} \\ &= 53,66 \text{ N} \end{aligned}$$

$$= 5,47 \text{ Kgf}$$

$$= 12,034 \text{ lbf}$$

4.7.2 Beban Equivalent pada Bantalan

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka :

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

Karena $F_a = 0$, maka :

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} = 0 \qquad \frac{F_a}{v \cdot F_r} \leq 1$$

Diketahui :

$D_{\text{poros}} = 40 \text{ mm} \longrightarrow$ maka $c_0 = 5020$, $c = 7040$
(lampiran 6)

Nilai $X = 1$, dan $Y = 0$

$V = 1$, untuk ring dalam yang berputar

$V = 1,2$, untuk ring luar yang berputar

$$\text{a. } \frac{1 \cdot F_a}{c_0} = \frac{0}{5020} = 0$$

maka nilai $e = 0$

$$\text{b. } \frac{F_a}{v \cdot F_r} \leq e$$

$$\frac{0}{1 \cdot 137,039 \text{ lbf}} \leq e$$

Maka $x = 1$

$Y = 0$

Maka beban equivalent (P)

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$= (1 \cdot 1 \cdot 137,038 \text{ lbf} + 0 \cdot 0)$$

$$= 137,038 \text{ lbf}$$

4.7.3 Umur Bantalan

Jadi umur bantalan A dan B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Diketahui :

$n_p = 1831 \text{ rpm}$

$C = 7040 \text{ lbf}$

$b = 3$ (untuk ball bearing)

- Pada Bantalan A

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \frac{10^6}{60.1831 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{7040 \text{ lbf}}{137,038 \text{ lbf}} \right)^3 \\
 &= \frac{10^6}{109860 \text{ jam}} \cdot 2639,145 \\
 &= 24022,8 \text{ jam} \\
 &= 24023 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

4.8. Perhitungan Pasak

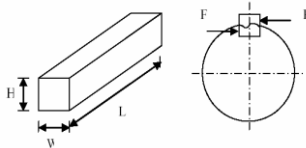
Dengan diameter poros 40 mm, maka didapatkan diameter poros antara $(1\frac{1}{2} - 1\frac{9}{16})$ dengan tipe *square*, yaitu :

$$W = \frac{3}{8} D = 15 \text{ mm}$$

$$H = \frac{3}{8} D = 15 \text{ mm}$$

4.8.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :



Gambar 4.14. Dimensi pasak

$$\begin{aligned}
 T &= F \left(\frac{D_p}{2} \right) \\
 F &= \frac{2 \cdot T}{D}
 \end{aligned}$$

$$F = \frac{2 \cdot T_p}{D_p}$$

$$F = \frac{2.1320 \text{ Kgf.mm}}{40 \text{ mm}}$$

$$F = 66 \text{ kgf}$$

Diameter poros 40 mm atau 1,574 in, maka didapatkan diameter poros antara $(\frac{3}{8} - \frac{1}{2})$, dan didapatkan dimensi pasak dengan tipe *square* dengan bahan ASTM Class 40 (Lampiran 14).

$$S_{yp} = 40 \text{ ksi}$$

$$1 \text{ Ksi} = 70,31 \text{ kgf/cm}^2 = 70 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (lampiran 1)}$$

$$40 \text{ Ksi} = 40 \times 70 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= 280 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= 28 \text{ kgf/mm}^2$$

4.8.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{Ks \cdot \sigma_{syp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{2T \cdot sf}{Ks \cdot W \cdot \sigma_{syp} \cdot D_p}$$

$$\geq \frac{2 \cdot 1320 \text{ kgf.mm} \cdot 2,5}{0,6 \cdot 15 \text{ mm} \cdot 28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 11,98 \text{ mm}}$$

$$\geq 2,18 \text{ mm}$$

Maka tegangan geser pada pasak aman jika $L \geq 2,18 \text{ mm}$

Pasak yang digunakan di mesin berukuran 40 mm

4.8.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5 W \cdot L \cdot D_p} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D_p}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{Kc \cdot \sigma_{syp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot sf}{Kc \cdot W \cdot \sigma_{syp} \cdot D_p}$$

$$\geq \frac{4 \cdot 1320 \text{ kgf.mm} \cdot 2,5}{1 \cdot 15 \text{ mm} \cdot 28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 11,98 \text{ mm}}$$

$$\geq 2,62 \text{ mm}$$

Maka tegangan kompresi pada pasak aman jika $L \geq 2,62 \text{ mm}$

Maka pasak yang digunakan di mesin berukuran 40 mm

4.9 Hasil Percobaan

Dari percobaan didapat hasil sebagai berikut :

Tabel 4.3 Hasil Percobaan Mesin

No	Jumlah tongkol jagung	Waktu	Hasil yang didapat
----	-----------------------	-------	--------------------

1	2 kg	30 detik	1,9 kg
2	2 kg	33 detik	1,8 kg
3	2 kg	32 detik	1,8 kg

Jadi untuk menghancurkan tongkol jagung 2 kg dibutuhkan waktu 33 detik dan didapat hasil 1,8 kg. Sehingga :

$$\frac{1,8 \text{ kg}}{33 \text{ detik}} \cdot \frac{3600 \text{ detik}}{1 \text{ jam}} = 196 \text{ kg/jam} \quad (\text{Hasil})$$

Hasil yang didapatkan tidak sesuai atau berkurang dari perencanaan mesin penghancur tongkol jagung, hal ini dikarenakan ada hasil penghancuran yang keluar lewat celah antara sambungan hopper dan hopper. Hasil yang keluar tersebut selain menyebabkan loses juga menyebabkan polusi.

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada Mesin Penghancur Tongkol Jagung Dengan Kapasitas 235 kg/jam dapat membuat potongan tongkol jagung menjadi berukuran ± 5 mm diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah didapat rancangan Mesin Penghancur Tongkol Jagung dengan dimensi P x L x T (930 x 410 x 975) mm
2. Telah terwujud Mesin Penghancur Tongkol Jagung yang sesuai dengan dimensi yang diinginkan dengan perhitungan sebagai berikut :
 - a. Untuk proses menghancurkan tongkol jagung dibutuhkan gaya sebesar 11 Kgf .
 - b. Daya yang dibutuhkan sebesar 5,05 HP dengan 3200 rpm, maka dari itu *engine* yang digunakan adalah *engine* dengan daya 5,5 HP dan putaran 3600 rpm.
 - c. Pada poros motor terpasang *pulley* dengan diameter 103 mm, pada poros terpasang *pulley* diameter 103 mm. Kedua *pulley* dihubungkan dengan *v-belt* tipe A dengan nomor 70.
 - d. Poros yang digunakan untuk tumpuan pisau adalah poros ST70 dengan diameter 45 mm dan panjang 200 mm dengan panjang total poros adalah 540 mm.
 - e. Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing* untuk poros 40 mm.
 - f. Pasak yang digunakan adalah pasak *square* dengan dimensi minimal W x H x L (15 x 15 x 2,18) mm

5.2 Saran

1. Menggunakan masker saat proses berlangsung agar tidak mengganggu sistem pernapasan.

2. Memperkecil celah antara hopper dan sambungan hopper agar bisa meminimalisir kerugian hilangnya tongkol jagung akibat proses.

DAFTAR PUSTAKA

- Amali, N., E. S. Rohaeni, A. Darmawan, Sumanto, A. Subhan, Pagiyanto dan S. Nurawaliyah. 2003. *Pengkajian adaptif sapi potong dalam sistem usahatani tanaman pangan di lahan kering Kalsel. BPTP Kalimantan Selatan. Banjarbaru*
- Cooke, K.M., J.K. Bernard and J.W. West. 2008. *Performance of dairy cows fed annual ryegrass silage and corn silage with steam-flaked or ground corn. J. Dairy Sci. 91: 2417 – 2422.*
- Departemen Pertanian. 2007. *Statistik Pertanian 2007. Pusat Data Statistik dan Informasi Pertanian, Departemen Pertanian, Indonesia*
- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2nd Edition*. Moscow : Peace.
- R. C. Hibbeler, 2001. *Engineering Mechanics Statics, second edition*, Prentice Hall.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton.
- Rohaeni, E. S., N. Amali, A. Darmawan, A. Subhan dan Sumanto. *Pemanfaatan Limbah Jagung Sebagai Pakan Lengkap dalam Sistem Usaha Ternak Sapi dan Jagung di Lahan Kering Kalimantan Selatan. Laporan Akhir. BPTP Kalimantan Selatan*
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sudaryanto, B. 1999. *Peluang penggunaan daun kelapa sawit sebagai pakan ternak ruminansia. Prosiding Seminar*

Nasional Peternakan dan Veteriner. Bogor, 1-2 Desember 1998. P. 428-433.

Suharto, M. 2004. *Dukungan teknologi pakan dalam usaha sapi potong berbasis sumberdaya lokal. Prosiding Lokakarya Nasional Sapi Potong. Yogyakarta 8-9 Oktober 2004. P. 1421.*

Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.

Suprpto, H.S. dan Rasyid, M.S. (2002). *Bertanam Jagung*. Jakarta: Penebar Swadaya

Suryana, A. 2006. *Strategi, kebijakan dan program penelitian jagung. Makalah dipresentasikan pada Seminar Nasional Inovasi Teknologi Jagung. Makassar, 15 September 2006. Balit Serealia, Maros. 3 hlm.*

Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan

TABLE 1. Conversion Factors		
Area		
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²	
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²	
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²	
Conductivity		
1 W/m-K = 1 J/s-m-K		
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K	
Density		
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³		
1 g/cm ³ = 1 kg/L		
Energy		
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²		
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J	
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu	
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	= 778.1693 lbf-ft	
Force		
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N	
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)		
Gravitation		
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²	
Heat capacity, specific entropy		
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K	
Heat flux (per unit area)		
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²	
Heat transfer coefficient		
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K	
Length		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.	
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m	
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m	
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km	
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m	

Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/in-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

1 ksi

adalah sama dengan

70,31 kgf/cm²

Metrik

Megapascal (MPa)	6.89
Bar	68.95
kgf/cm²	70.31
Kilopascal (kPa)	6.894.76
Hektopascal (hPa)	68.947.59
Millibar	68.947.59
kgf/m²	703.069.62
Pascal (Pa)	6.894.759.09

Air

Meter air (mH ₂ O)	703.09
Sentimeter air (cmH ₂ O)	70.308.91
Kaki air (ftH ₂ O)	2.306.72
Inci air (inH ₂ O)	27.680.67

Atmosfir

Atmosfir fisik (atm)	68.05
Atmosfir teknik	70.31

Air raksa

Inci air raksa (inHg)	2.036.03
Sentimeter air raksa (cmHg)	5.171.51
Millimeter air raksa (mmHg)	51.715.09
Torr (torr)	51.715.09

Ukuran berat (A.S.)

Kilopound per inci persegi (ksi)	1
Pound per inci persegi (psi)	1.000
Pound per kaki persegi (psf)	144.000.01

Lampiran 2. Koefisian Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 3. Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Sumber: (Dobrovolsky, 1985: 214)

Lampiran 4. Kekuatan Tarik Baja Karbon Kontruksi Mesin Untuk Bahan Poros dan Pasak

Table A-2 Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels (based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	173	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1118	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
2330	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: ASME Handbook Material Properties, McGraw-Hill Book Co., 1954; Ryerson Data Book, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

Lampiran 5. Beban Equivalen Bearing

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e	
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial Contact Ball Bearing									
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028		1,99				1,99	0,22	
	0,056		1,71				1,71	0,26	
	0,084		1,55				1,55	0,28	
	0,110		1,45				1,45	0,30	
	0,170		1,31				1,31	0,34	
	0,280		1,15				1,15	0,38	
	0,420		1,04				1,04	0,42	
	0,560		1,00				1,00	0,44	
Anguler Contact Ball Bearing									
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	2,78	0,78	3,74	0,23	
	0,028		1,99		2,40		3,23	0,26	
	0,056		1,71		2,07		2,78	0,30	
	0,085		1,55		1,87		2,52	0,34	
	0,110		1,45		1,75		2,36	0,36	
	0,170		1,31		1,58		2,13	0,40	
	0,280		1,15		1,39		1,87	0,45	
	0,420		1,04		1,26		1,69	0,50	
	0,560	1,00	1,21	1,63	0,52				
10	0,014	0,46	1,88	1,0	2,18	0,75	2,30	0,19	
	0,029		1,71		1,98		1,99	0,22	
	0,057		1,52		1,76		1,71	0,26	
	0,086		1,41		1,63		1,55	0,28	
	0,110		1,34		1,55		1,45	0,30	
	0,170		1,23		1,42		1,31	0,34	
	0,290		1,10		1,27		1,15	0,38	
	0,430		1,01		1,17		1,04	0,42	
	0,570	1,00	1,16	1,00	0,44				

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e, maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 6. Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load , lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Dimension Series 03													
Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5										
5	19	0,012	6										
6													
7													
8													
9													
10	35	0,024	11			845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 7. Jenis Beban Ball Bearing

Type Of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1,0	1,0
Light shock load	1,5	1,0
Moderate shock load	2,0	1,3
Heavy shock load	2,5	1,7
Extreme and indeterminate shock load	3,0	2,0

Lampiran 8. Tipe dan Dimensi Belt

Cross-section of V-belt	(Ukuran untuk Gambar 3.12b)						
	O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conform min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
ity with the standard design of inner* length of belt in mm max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800
Constans a	23	25	28	30	32	32	32
in formula (3-25) w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec	25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt a _d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42
Rated e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
size of C	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
pule t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
grooves. S	8	10	12.5	17	24	29	38
Fig. (3-23), mm β°	β atau φ				34-40	38-40	

Nota. The angle of groove (β) is selected depending on the pulley diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Sumber: Dobrovolsky, 1985: 216)

Lampiran 9. Tabel Faktor Kecepatan

Kecepatan belt v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
Belt datar, Cv	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Vbelt, Cv	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 236)

Lampiran 10. Tabel Faktor Sudut Kontak

Sudut kontak α (°)	80	120	140	160	180	220
Belt datar, Ca	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
V-belt, Ca	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

Lampiran 11. Lebar pasak

TABLE 11-1 Key size vs. shaft diameter

Nominal shaft diameter		Nominal key size		
Over	To (incl.)	Width, <i>W</i>	Height, <i>H</i>	
			Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$1\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4}$	5/16	5/16	1/4
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	3/8	3/8	1/4
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	5/8	5/8	7/16
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	7/8	7/8	5/8
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	1
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Source: Reprinted from ANSI Standard B17.1-1967(R98), by permission of the American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved.

Note: Values in nonshaded areas are preferred. Dimensions are in inches.

Lampiran 12. Pemilihan bahan poros dan pasak

Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HBN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	99
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	—
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
	CDA	117	95	15	43	235	55
4640	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
	CD	92	77	20	55	187	65
5120	CDA	87	70	23	60	179	65
	CDA	105	88	18	52	212	60*
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
	CDA	111	95	14	44	223	45
6150	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
	CDA	95	64	25	55	190	56
8740	HRA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
	HRA	113	71	22	41	229	45
9255	N	135	84	20	43	269	—
	HR	115	75	22	58	241	45
E9310	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
	HR	123	80	18	47	241	—
9440	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Lampiran 13. Dimensi V-Belt

Belt dan Pule

Tabel 3-9. Dimensi V-belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Lampiran 14. Bahan untuk poros

Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HB	Endurance Limit ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12×10^6	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13×10^6	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15×10^6	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17×10^6	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19×10^6	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20×10^6	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25×10^6	50	32.5	10	133	28	25×10^6	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25×10^6	53	35	18	133	31	25×10^6	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26×10^6	65	45	10	185	32	23.2×10^6	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5×10^6	75	50	7	204	37	23.2×10^6	242	75	14
60003 (ASTM A220)	27×10^6	80	60	3	226	39	23.2×10^6	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27×10^6	100	80	2	255	40	23.2×10^6	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM)	23.5×10^6	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
or 60-45-12 (A536)	23.5×10^6	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
80-55-06 (")	23.5×10^6	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
100-70-03* (")	23.5×10^6	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
120-90-02* (")	18.5×10^6	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—
Heat Resistant										

A-1 (continued)

BIODATA PENULIS
Fajar Mahendra Aji
1021150010021



Penulis lahir di Nganjuk, 4 Juni 1997 oleh pasangan Bapak S. Mahardi dan Ibu Srigati, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis bertempat tinggal di Desa Patihan, Kecamatan Loceret, Kabupaten Nganjuk RT 11 RW 06. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Perwanida Loceret, SDN Patihan 1, SMPN 1 Nganjuk dan SMAN 2 Nganjuk, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember diterima di Departemen Teknik Mesin Industri kerjasama ITS-Disnakertans dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010021. Selain pendidikan formal, penulis juga mendapatkan pendidikan non formal di UPT-PK Surabaya. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti pelatihan FMD (Fisik Mental Disiplin) di puslatpur marinir Purboyo, LKMM Pra-TD, dan tiga kali lolos pendanaan PKM yang diselenggarakan oleh Kemristekdikti dalam bidang Penerapan Teknologi. Selain itu penulis juga aktif di kegiatan organisasi kampus maupun luar kampus antara lain adalah Forkom M3NER-ITS dan ARGABAYU paguyuban mahasiswa Nganjuk di Surabaya. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT DOK Perkapalan Surabaya pada tahun 2017.

Email : amrajaf@gmail.com

BIODATA PENULIS
Gilang Ramadhan
10211500010023



Penulis bernama lengkap Gilang ramadhan, dilahirkan dari keluarga sederhana di Jakarta, 15 januari 1998, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis bertempat tinggal di Desa Sumber RT 02 RW 01, Kecamatan Pituruh, Kabupaten Purworejo, Jawa Tengah. Pendidikan formal pertama adalah TK Pertiwi Sumber, SDN 1 Sumber, SMPN 1 Prembun, dan MAN Kutowinangun. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertransduk Provinsi Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2015 dan terdaftar dengan NRP 10211500010023. Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS- Disnakertransduk ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Selain pendidikan formal, penulis juga mendapatkan pendidikan non formal di UPT-PK Surabaya. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti pelatihan FMD (Fisik Mental Disiplin) di puslatpur marinir Purboyo, LKMM Pra-TD, dan dua kali lolos pendanaan PKM yang diselenggarakan oleh Kemristekdikti dalam bidang Penerapan Teknologi. Selain itu penulis juga aktif di kegiatan organisasi kampus antara yaitu Forkom M3NER-ITS. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT DOK Perkapalan Surabaya pada tahun 2017.

`Email : rgilang840@gmail.com